

VŠB – Technická Univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra mechaniky

**Analýza kolenního testu lopatky
sedadlového systému automobilu**

Knee Test Analysis of Pressure Plate
Car Seating System

Student:

Daniel Antoš

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Petr Horyl, CSc., dr.h.c.

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Daniel Antoš**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika
Téma: **Analýza kolenního testu lopatky sedadlového systému automobilu**
Knee Test Analysis of Pressure Plate Car Seating System

Zásady pro vypracování:

- 1) Rešerše materiálových charakteristik plastu lopatky
- 2) Vytvoření počítačového modelu lopatky
- 3) Analýza šesti zátěžových stavů definovaných výrobcem
- 4) Návrh konstrukční úpravy s cílem zvýšení únosnosti lopatky
- 5) Doporučení a závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

- 1) Literatura firmy Continental Automotive Systems Czech Republic s.r.o.
- 2) ANSYS Mechanical User's Guide, © 2013 SAS IP, Inc., Release 15.0, pp. 1858
- 3) Tutorials for ANSYS Workbench <http://www.ansys.com/tutorials>
- 4) Workbench User's Guide, © 2013 SAS IP, Inc., Release 15.0, pp. 294

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Petr Horyl, CSc., dr.h.c.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě


.....
podpis autora práce


Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Petru Horylovi, CSc., dr.h.c. za jeho vstřícnost, trpělivost a čas věnovaný konzultačním hodinám, také za poskytnutí cenných rad a za ochotu podělit se o své znalosti a zkušenosti, které byly velkým přínosem při vypracování této práce. Také bych rád poděkoval Ing. Matěji Barteckému za poskytnutí odborných zkušeností v oblasti nastavení výpočtu, bez kterých by tato práce nemohla vzniknout a Ing. Janu Šeděnkovi za pomoc s úpravou designu lopatky sedadlového systému.

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst.3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše)
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě


.....
podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Daniel Antoš

Adresa trvalého pobytu autora práce: Machová 200, 763 01 pošta Mysločovice

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Antoš, D. *Analýza kolenního testu lopatky sedadlového systému automobilu: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2015, 57s., Vedoucí práce: Horyl, P.

Diplomová práce se věnuje pevnostní analýze lopatky sedadlového systému v automobilu. Tato analýza simuluje reálnou zkoušku kolenního testu, kdy lopatka musí vydržet určitou zátěžnou sílu. Při překročení této síly dochází k praskání v kritických místech, což má za následek selhání funkčnosti části sedadlového systému. Cílem této práce je nalézt kritická místa lopatky sedadlového systému a navrhnout zlepšení tak, aby se zvýšila únosnost lopatky. Cílem práce je také srovnání tří různých plastových materiálů určených pro budoucí výrobu lopatky. Celá práce je řešená metodou počítačového modelování s využitím metody konečných prvků v prostředí ANSYS Workbench 15.0.7.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Antoš, D. *Knee Test Analysis of Pressure Plate Car Seating System: master thesis*. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics, 2015, 57p., Thesis head: Horyl, P.

This master thesis is devoted to the analysis of pressure plate car seating system. This analysis simulates the real knee test of pressure plate, where this pressure plate must endure specified load force. When this force is exceeded, cracks occur in critical areas, which results in failure of the part of the car seating system. The aim of this thesis is to find this critical areas on the pressure plate and suggest improvements in order to increase loading capacity of this pressure plate. Whole thesis is solved using the finite element method in software ANSYS Workbench 15.0.7.

Obsah

1	Úvod.....	10
2	Materiály používané v automobilovém průmyslu	11
3	Rešerše materiálových charakteristik plastů lopatky	15
3.1	PA6 Ultramid® B3S	15
3.2	PA6-GF15 Ultramid® B3ZG3	16
3.3	PPGF20	16
4	Definice technického problému	17
5	Numerická analýza zátěžných stavů metodou konečných prvků	19
5.1	Výpočtový model	19
5.2	Materiálové modely	23
5.2.1	PA6 Ultramid® B3S	25
5.2.2	PA6-GF15 Ultramid® B3ZG3	26
5.2.3	PPGF20	27
5.2.4	Ocel	28
5.3	Rozbor okrajových podmínek	28
5.4	Nastavení kontaktního algoritmu	29
5.5	Nastavení analýzy	31
6	Výsledky analýzy původního modelu	32
6.1	Vyhodnocení maximální deformace lopatky	32
6.2	Vyhodnocení redukovaného napětí HMM pro 1. pozici prstu	33
6.3	Vyhodnocení redukovaného napětí HMM pro 2. pozici prstu	34
6.4	Vyhodnocení redukovaného napětí HMM pro 3. pozici prstu	35
7	Návrhy na zlepšení	36
8	Numerická analýza upraveného modelu metodou konečných prvků	40
9	Výsledky analýzy upraveného modelu	42
9.1	Vyhodnocení maximální deformace lopatky	42
9.2	Vyhodnocení redukovaného napětí HMM pro 1. pozici členu	43

9.3	Vyhodnocení redukovaného napětí HMM pro 2. pozici členu.....	44
9.4	Vyhodnocení redukovaného napětí HMM pro 3. pozici členu.....	45
10	Zhodnocení výsledků, doporučení a závěr	46
11	Literatura.....	49

Seznam použitých označení

Označení	Jednotka	Popis
ABS	-	Akrylonitrilbutadienstyren
PA	-	Polyamid
PE	-	Polyetylén
PP	-	Polypropylen
PUR	-	Polyuretan
E	MPa	Youngův modul pružnosti
F_m	[N]	Síla při dosažení meze pevnosti
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
S_o	mm ²	Plocha krčku vzorku
ε_e	-	Elastická deformace
ε_p	-	Plastická deformace
ε_t	-	Skutečné poměrné prodloužení
σ_t	MPa	Skutečná deformace
ε_M	-	Poměrné prodloužení na mezi pevnosti
ε_Y	-	Poměrné prodloužení na mezi kluzu
μ	-	Poissonovo číslo
ρ	kgm ⁻³	Hustota
σ_M	MPa	Napětí na mezi pevnosti
σ_Y	MPa	Napětí na mezi kluzu
ε	-	Smluvní poměrné prodloužení
σ	MPa	Smluvní napětí

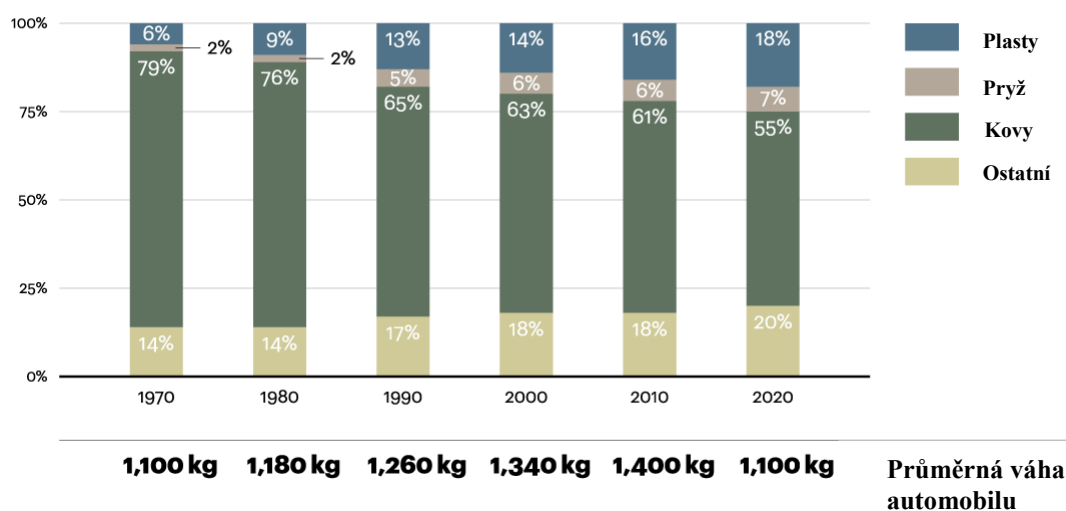
1 Úvod

Žijeme v moderní a skvělé době, kde nám nemusí nikdo přikazovat, abychom zůstali potichu a zároveň, aby někdo takový jako prostý námořník, riskoval svůj život výkřikem: „Polijte ta lana!“ Tak tomu bylo v roce 1586, kdy papež Sixtus V. nařídil přestěhovat obelisk na náměstí před baziliku svatého Petra. Obrovské empirické zkušenosti našich předků, počínajíc výstavbou pyramid, gotických a románských staveb, vedly lidstvo k vypracování mechanismů, optimalizaci statického a dynamického řešení problémů, které přes právě zmíněnou zkušenost a následně geometrické řešení, vedly až k prvotním výpočtovým metodám statického a dynamického namáhání jednotlivých materiálů. Prvotně u staveb a následně u strojních a dopravních zařízení. Především průmyslová revoluce v 18. a 19. století, kdy docházelo k přechodu od ruční výroby v manufakturách k tovární strojní velkovýrobě, začala klást nároky na kvalitu a pevnost materiálů. V tomto období se jednalo o zjednodušenou výpočetní metodu zajišťující stabilitu systémů po mez pevnosti, kterou v roce 1744 formuloval Leonhard Euler. Následný rozvoj především v leteckém průmyslu na počátku a v průběhu 20. století, dovedl tyto výpočtové metody především z ekonomického hlediska a využití nových materiálů k optimalizaci až na hranici meze kluzu. Zjednodušeně lze tedy konstatovat, že jsme se v průběhu 19. a 20. století dostali od grafického a analytického řešení příhradových nosníků a jiných konstrukcí až k metodě konečných prvků, která se poprvé objevila v disertační práci rusko-kanadského inženýra Alexandra Hrennikoffa. K dalšímu rozvoji této metody přispěl americký Národní ústav pro letectví a kosmonautiku, díky kterému byl navržen první numerický výpočetní software NASA Structural Analysis, ve zkratce NASTRAN. Z ekonomických a bezpečnostních důvodů jsou čím dál tím více využívány zkušenosti z kosmického a leteckého průmyslu v průmyslu výroby automobilů, kde dochází k optimalizaci součástí a především využití bezpečnostních nebo komfortních prvků a použití nových atraktivních materiálů. Tím dochází k obrovskému ekonomickému a bezpečnostnímu přínosu využitím právě uvedených zkušeností a výpočtových metod v oblasti, která nejvíce zasahuje život běžného člověka. Není dávno doba, kdy jeden automobil připadal na každou desátou až patnáctou rodinu. V dnešní době je mnoho rodin, které vlastní dva a více automobilů. Z tohoto faktoru vyplývají nároky nejenom na komfort využití zmíněných produktů automobilového průmyslu, ale také na bezpečnost uživatele automobilu.

2 Materiály používané v automobilovém průmyslu

Při návrhu jakéhokoliv užitého systému konstruktéři hledají správnou rovnováhu mezi vysokým výkonem, bezpečností, spolehlivostí, vzhledem, komfortem, pevností, spotřebou paliva, cenou a v neposlední řadě také dopadem na životní prostředí. Velkou roli při návrhu hraje zejména volba materiálu. V současné době se čím dál více používají nové generace lehkých plastů. Mezi velké přednosti plastových dílů patří například až 50% snížení hmotnosti oproti stejným dílům vyrobených z jiných materiálů, což se projeví zejména ve snížení spotřeby paliva. Navíc, každý ušetřený kilogram hmotnosti znamená až o 20 kilogramů oxidu uhličitého méně za celou provozní dobu. V automobilovém průmyslu plasty umožňují vytvářet inovativní design a zároveň přispívají i k bezpečí cestujících. Mezi takové bezpečnostní prvky lze zařadit například tlumení nárazů nárazníky, potlačení rizika výbuchu v palivových nádržích, použití plastů v bezpečnostních pásích, v nárazových bezpečnostních vacích nebo také v odolných plastových sedačkách k ochraně nejmladších pasažérů [12]. Předpokládá se, že koncem roku 2020 podíl plastů na celkové hmotnosti automobilu vzroste na 18%, viz obr. 1 [13].

Procentuální podíl

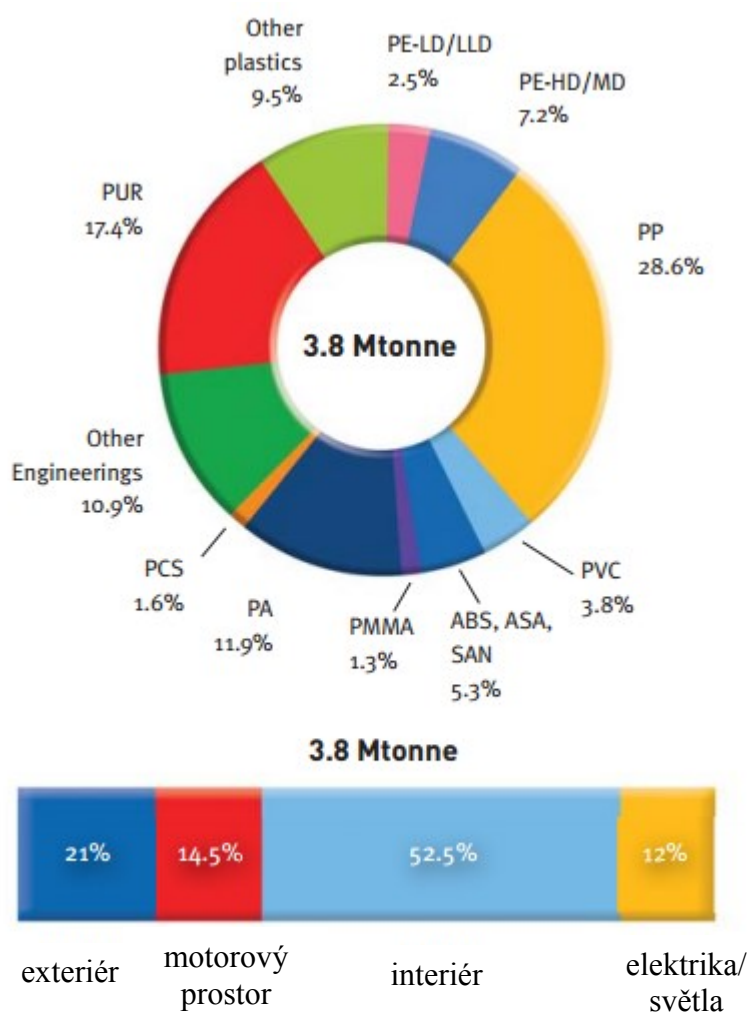


Obr. 1 – Procentuální podíl materiálů vztahený na celkovou hmotnost automobilu [13]

V současné době je v automobilovém průmyslu používáno více než sto různých typů a tříd plastů. Liší se podle požadovaných vlastností jako je například vzhled, tuhost, odolnost vůči nejrůznějším vlivům, hmotnost nebo také cena materiálu. V některých případech je vhodnější použít kompozity, které kombinují vlastnosti oceli a plastů. Jsou to plastové materiály vyztužené skelnými nebo minerálními vlákny a v současné době nachází využití například v sedadlech, tlumičích nebo palivových nádržích. Výhoda

vyztužených plastů je především v nižší hmotnosti při stejné pevnosti jako součásti z oceli, obvykle lepší korozivzdornost oproti ocelím, nižší vibrace a spojené s lepším tlumením [13].

Mezi nejčastěji používané plasty v automobilovém průmyslu můžeme zařadit polypropylen (PP), polyuretan (PUR), polyamid (PA) a akrylonitrilbutadienstyren (ABS). Tyto plastové materiály tvoří zhruba 70% používaných plastů v automobilovém průmyslu. Zbytek tvoří kompozity a plasty vyšších tříd [13]. Na obr. 2 je uvedeno procentuální zastoupení plastů v automobilovém průmyslu v roce 2012.



Obr. 2 - Procentuální zastoupení jednotlivých plastů v automobilovém průmyslu [14]

Polypropylen PP

Polypropylen je termoplastický polymer ze skupiny polyolefinů, které patří mezi nejběžnější plasty. Je to semikrystalický a houževnatý materiál s mléčně zakaleným vzhledem, je středně pevný a tuhý. Často se plní vyztužujícím plnivem, například skelnými vlákny. Má dobrou rázovou pevnost a vykazuje tečení materiálu. Vyznačuje se také dobrou odolností vůči olejům a organickým rozpouštědlům. Teplota tání polypropylenu je zhruba 160-170°C a dá se použít až do teploty 130°C. Při teplotách kolem 0°C se stává křehkým [15].

Přidáním minerálního plniva jako je třeba vápenec nebo kaolin vzroste modul pružnosti, snižuje se anizotropie smrštění a klesá tažnost. Se skelnými vlákny dochází ke zvýšení mechanických vlastností a rozměrové přesnosti [15].

V automobilovém průmyslu se používá například v některých částech motorů, krytech kol nebo přístrojových deskách [13].

Polyuretan PUR

Polyuretan je amorfní termoplast nažloutlé barvy, který má charakter tuhé pryže. Je dobře ohebný i v mrazu, má vysokou tažnost, rázovou houževnatost a vysokou otěruvzdornost. Má také dobré elektrické izolační vlastnosti, odolává UV záření, pohonným směsím a olejům. Dá se použít do teplot kolem 80°C [15].

V automobilovém průmyslu se používá například v sedadlech, loketních opěrkách a opěrkách hlavy, kde tlumící vlastnosti pomáhají snižovat únavu a stres [13].

Polyamid PA

Polyamid je houževnatý semikrystalický termoplast nažloutlé až nahnědlé barvy, který je tuhý, pevný a tažný. Má vysokou rázovou houževnatost a dobrou odolnost vůči nárazu. Má sklon k tečení materiálu a vysokou odolnost vůči otěru. Absorbuje vodu. Absorpce vody se dá snížit přidáním skelných vláken. Při vysoušení ztrácí houževnatost a tažnost. Trvalá teplotní odolnost je kolem 80°C, za nepřístupu vzduchu až 110°C. Obtížně hoří a po vyjmutí z plamene uhasíná. Má dobré elektroizolační vlastnosti a odolává slabým zásadám, uhlovodíkům a rozpouštědlům [15].

V automobilovém průmyslu se používá například v předních a zadních náraznících, chladičích, ozubených kolech nebo olejových vanách [13].

Akrylonitrilbutadienstyren ABS

Patří mezi styrenové polymery, které jsou amorfní, tuhé a pevné. Bez přísad jsou křehké a čiré. Má velmi dobrou rázovou houževnatost a téměř nevykazuje tečení materiálů. Je použitelný do 70°C. Je hořlavý, odolný vůči kyselinám, zásadám a olejům. Vlivem slunečního světla křehne, proto vyžaduje vrstvu černé barvy, aby splnil specifikace pro odolnost vůči UV záření [15].

V automobilovém průmyslu se používá například v přístrojových deskách, krytech a klikách dveří nebo v mřížkách chladičů [13].

Polyetylén PE

Polyetylén je semikrystalický, mléčně zakalený plast s nižší pevností, tuhostí a velkou houževnatostí. Mechanické vlastnosti jsou nižší a vykazuje tečení materiálu. Teplota použití se pohybuje od 80 do 100°C. Má velmi dobrou chemickou odolnost proti kyselinám i rozpouštědlům a také dobré elektroizolační vlastnosti. Dá se upravit řadou přísad, například kaučukem nebo antioxidanty [15].

V automobilovém průmyslu se používá například v palivových nádržích [13].

3 Rešerše materiálových charakteristik plastů lopatky

Pevnostní analýza lopatky bude vycházet z různých materiálů lopatky. Prvním zkoušeným materiálem je PA6 Ultramid® B3S. Ultramid® je obchodní název pro polyamidy vyráběné německou firmou BASF, které jsou určené pro výrobu technologií vstřikování a vytlačování materiálu. Pro svou vysokou teplotní odolnost, dynamickou pevnost a tuhost, odolnosti proti rázu a chemikáliím, nízkému sklonu k tečení a jednoduchému zpracování je Ultramid® velmi žádaným plastem v automobilovém průmyslu. Díky velmi dobrým elektricky izolačním vlastnostem je vhodný například jako materiál krytů, výkonových spínačů, jističů atd. Ultramid® se dělí do několika tříd, jejichž základním prvkem jsou polyamidy, které jsou dodávány s různou molekulovou hmotností a viskozitou. Mají celou řadu přísad a mohou být vyztuženy buď skelnými vlákny nebo minerály [4].

Ultramid® třídy B je tuhý a tvrdý materiál s dobrými tlumícími vlastnostmi, vysokou odolností proti nárazu a to dokonce i v suchém stavu a při nízkých teplotách. Ultramid® třídy B je vyráběn hydrolytickou polymerací kaprolaktamu, který je získán z petrochemických surovin, jako je benzen, cyklohexan a p-xylen [4].

Kaprolaktam je bezbarvá pevná látka, jedná se o cyklický amid kyseliny kapronové patřící mezi laktamy. Je dráždivý, slabě toxický a v roce 1991 byl zařazen na seznam nebezpečných látek kontaminujících ovzduší. Kaprolaktam je používán k výrobě syntetického polymeru Nylon-6, který dále slouží k výrobě syntetických vláken nebo plastů [7].

3.1 PA6 Ultramid® B3S

Ultramid® B3S se vyznačuje snadnou tekutostí a je vhodný pro velmi rychlé zpracování. Mezi výrobky vyráběné z toho materiálu patří i tenkostěnné součásti jako jsou housingy, úchyty, svorky a malé díly. Materiál je dodáván v suchém stavu ve formě válcových nebo plochých pelet. V případě dodržení doporučeného postupu zpracování jsou výstřiky tepelně stabilní a nehrozí nebezpečná molekulární degradace nebo vývoj plynů a par. Teplota tání Ultramidu® B3S je 260°C [5].

3.2 PA6-GF15 Ultramid® B3ZG3

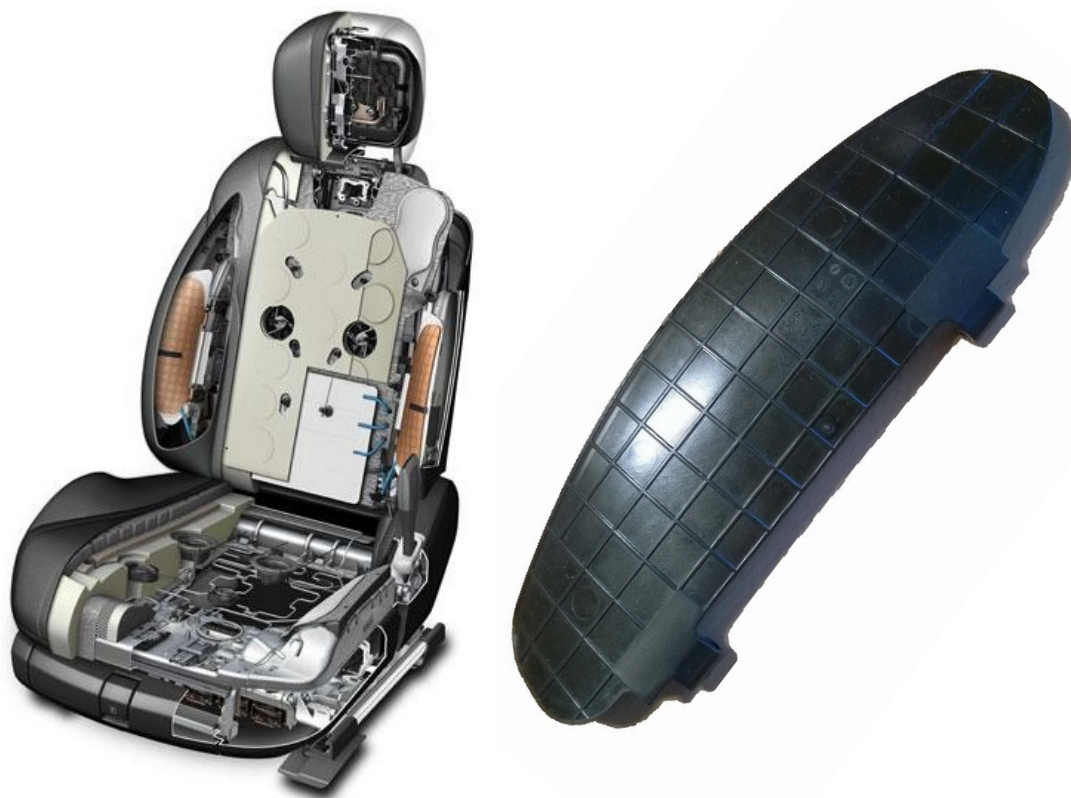
Ultramid® B3ZG3 je další materiál od německé firmy BASF. Má vysokou mechanickou pevnost, tvrdost a tuhost, výbornou tepelnou stabilitu a je odolný proti horkým mazivům a horké vodě. Oproti Ultramidu® B3S obsahuje 15% skelných vláken a obdobně jako Ultramid® B3S je dodáván v suchém stavu ve formě válcových nebo plochých pelet. Teplota tání Ultramidu® B3ZG3 je 220° [4] [8].

3.3 PPGF20

Je to kompozit. Hlavní přísadu tvoří polypropylen, ke kterému je přidáno 20% skelných vláken. Do polypropyleny jsou přidány během výrobního procesu. Přidáním skelných vláken se výrazně zvýší pevnost, tuhost a mez kluzu, materiál má lepší tepelnou odolnost, odolnost vůči tečení materiálu, lepší houževnatost a odolnost proti chemikáliím. Mezi výrobce PPGF20 patří například americká firma Asahi Kasei Plastics, která ho prodává pod obchodním názvem Thermylene® P6-20FG-0693. Mezi významné vlastnosti patří houževnatost, vysoká pevnost a tuhost, dobrá odolnost proti nárazu, odolnosti proti tečení materiálu a také odolnost vůči únavě materiálu. Je také odolný vůči chemikáliím [16].

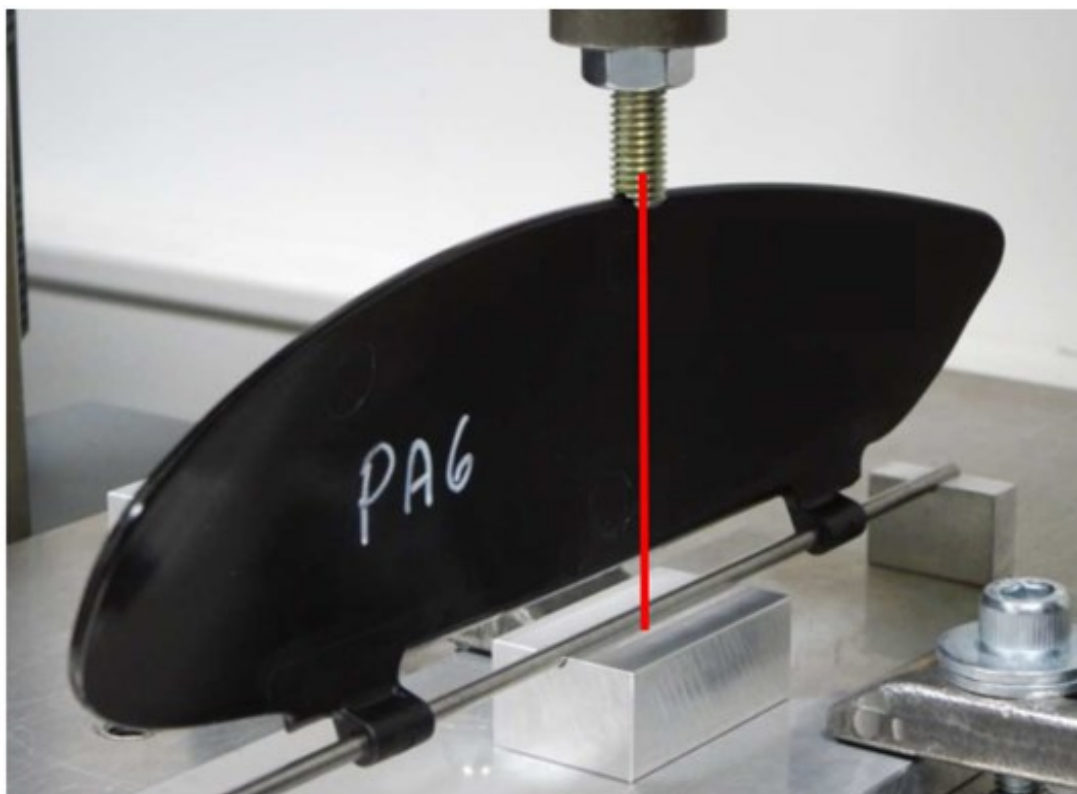
4 Definice technického problému

Technickým objektem je lopatka sedadlového systému automobilu Mercedes Benz třídy S-class, která slouží ke stabilizaci řidiče i spolujezdce v sedadle automobilu při zatáčení. Toho je dosaženo pomocí aktivní dynamické funkce, která při laterálním zrychlení nafoukne postranní polštářky na straně zatáčky, díky čemuž se tělo následně bezpečně stabilizuje. Dalším nadstandartním prvkem sedadla je například masážní funkce, která v opěradle disponuje až šesti různými pohyby. Pomáhá tak uvolnit svaly a zabraňuje únavě zádového svalstva při dlouhých cestách. Mezi další nadstandartní funkce lze zařadit například vyhřívání páteře, loketní opěrky na straně dveří nebo také vyhřívání volantu a ventilaci sedadel, která omezuje pocení díky proudění vzduchu. Tyto nadstandartní funkce nabízí maximální možné pohodlí [3]. Na obrázku 3. je vidět řez sedadlem Mercedesu Benz třídy S-class a také lopatku tohoto sedadlového systému, kterou se diplomová práce zabývá. Lopatka je umístěna v místě širokého zádového svalů, tak jak znázorňuje řez sedadlem na obr. 3.



Obr. 3 – Sedadlo pro Mercedes-Benz S-class [11] s lopatkou sedadlového systému

Diplomová práce se zabývá pevnostní analýzou lopatky sedadlového systému, která vychází z kolenního testu lopatky. Při tomto testu je lopatka uchycena v přípravku, viz obr. 4. Lopatka je poté zatížena ve třech různých pozicích. Na obr. 4. lze vidět lopatku před samotným testem, kdy zatěžující člen deformující lopatku je umístěn uprostřed mezi úchyty lopatky. Zbylé dvě pozice zatěžujících stavů se nacházejí nad každým z úchytlů. Celá zkouška je deformačně řízená pomocí trhačky typu Inspekt table BLUE 05 EDC 222.

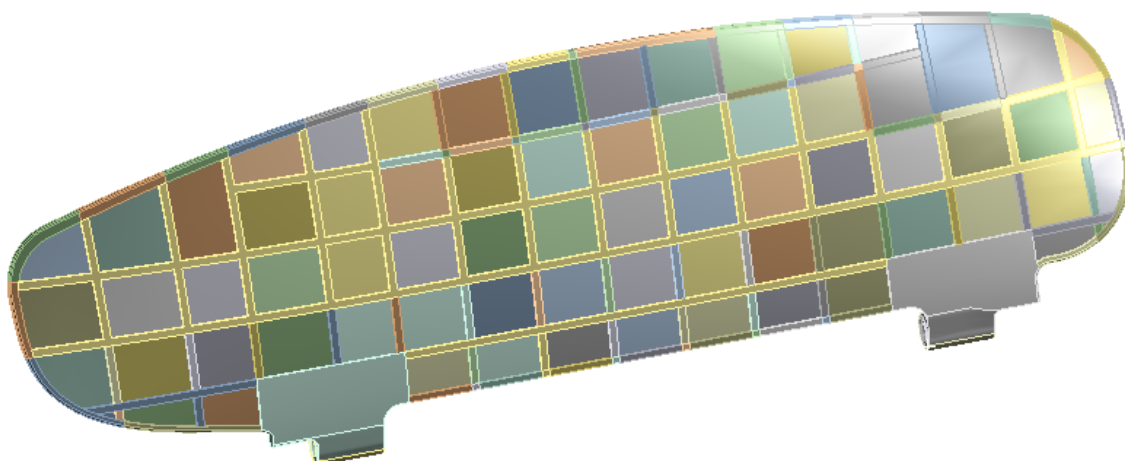


Obr. 4 – Kolenní test lopatky se zatížením ve středu mezi úchyty lopatky

5 Numerická analýza zátěžných stavů metodou konečných prvků

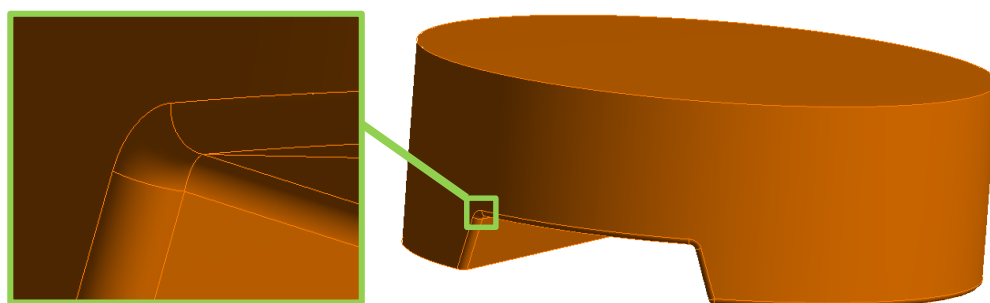
5.1 Výpočtový model

Před samotným vytvořením sítě konečných prvků bylo nutné upravit geometrii modelu lopatky tak, aby lopatka mohla být popsána co největším počtem hexaedrických elementů. Tyto šestistěnné elementy dávají přesné výsledky při menším počtu elementů než při použití tetraedrů, čtyřstěnných elementů. Menší počet elementů se projeví především ve zkrácení výpočetního času potřebného k získání výsledků. Proto byla lopatka dělena tak, aby co největší plochu lopatky pokryly právě tyto hexaedrické elementy, viz.obr. 5. Kvůli tvarové složitosti v okolí úchytů lopatky, nemohly být hexaedrické elementy použity v celé lopatce. V některých oblastech musela být lopatka popsána tetraedry.



Obr. 5 - Upravený geometrický model lopatky sedadlového systému

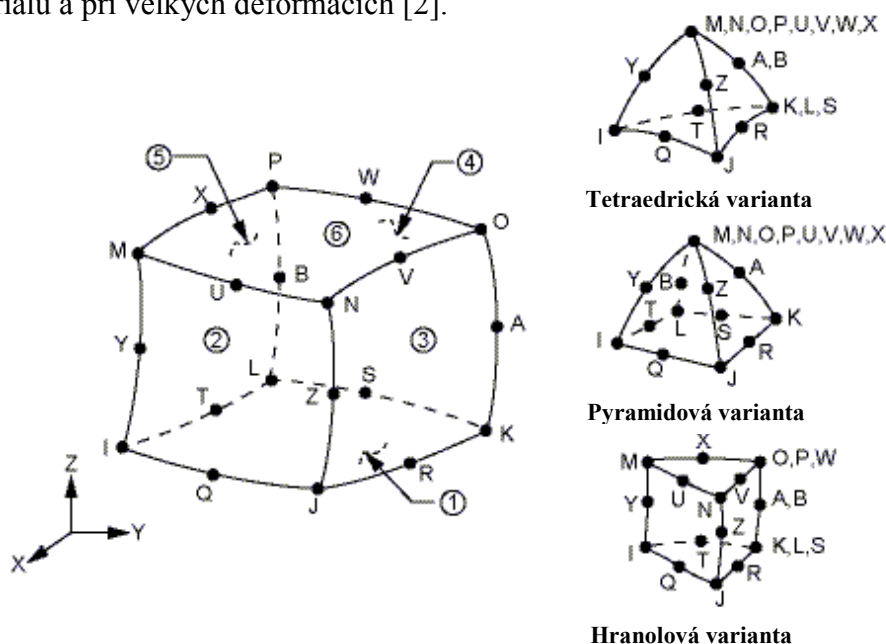
Geometrie zatěžujícího elementu, který deformuje lopatku posunutím, musela být taktéž upravena. Jednalo se pouze o zaoblení hran poloměrem 0,2 mm. Tyto hrany jsou součástí kontaktních ploch mezi prstem a lopatkou. Bez přidání tohoto zaoblení by úloha díky přítomnosti těchto hran měla tendenci divergovat.



Obr. 6 – Upravená geometrie zatěžujícího členu, který deformuje lopatku

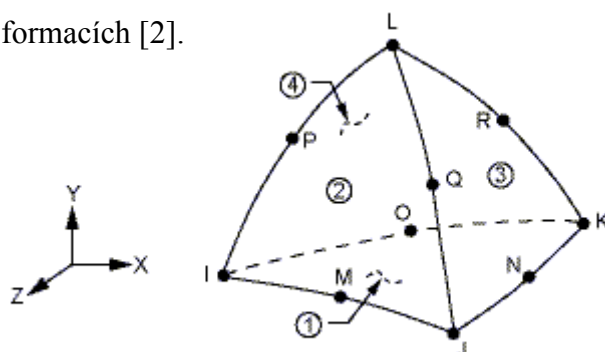
Následně byl vytvořen výpočtový model v prostředí ANSYS Workbench 15.0.7. Výpočtový model byl složen z následujících prvků: SOLID186, SOLID187, CONTA174 a TARGE170.

SOLID186 je 20 uzlový prostorový element s kvadratickou bázeovou funkcí. Osm uzlů tvoří vrcholy elementu a zbylé uzly jsou rozmístěny uprostřed každé hrany elementu, jsou to tzv. mezi uzly. Tento element disponuje v každém uzlu třemi stupni volnosti v osách x, y a z. SOLID186 lze využít při plasticitě, hyperplasticitě, tečení materiálu a při velkých deformacích [2].



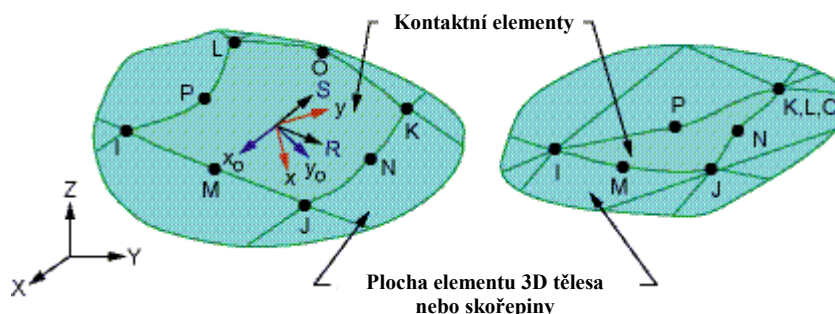
Obr. 7 - Element SOLID186 [2]

SOLID187 je 10 uzlový prostorový element s kvadratickou bázeovou funkcí, který je vhodný pro modelování nepravidelných sítí, například při složité geometrii součásti. Čtyři uzly představují vrcholy elementu a zbylý počet uzlů je umístěn uprostřed každé hrany elementu. Stejně jako SOLID186 má tři stupně volnosti v osách x, y a z v každém uzlu. SOLID187 lze použít při simulaci plasticity, hyperplasticity, tečení materiálu a velkých deformacích [2].



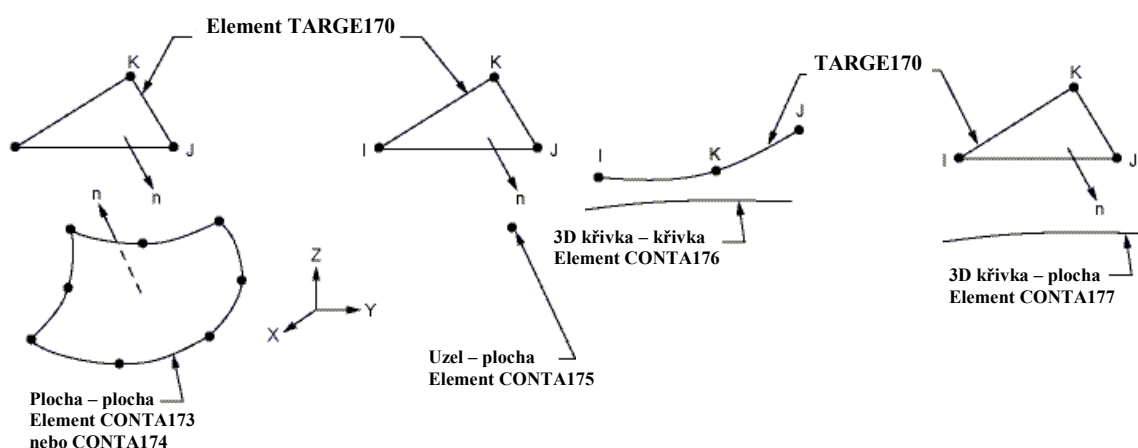
Obr. 8 - Element SOLID187 [2]

CONTA174 je element reprezentující kontakt a prokluz mezi plochami deformovatelných 3D těles. Nachází se na plochách 3D těles nebo skořepin s mezi uzly. Element disponuje stejnými geometrickými vlastnostmi jako plocha 3D tělesa nebo skořepiny, na které se element nachází. Element umožňuje zahrnout do výpočtu smykového tření [2].



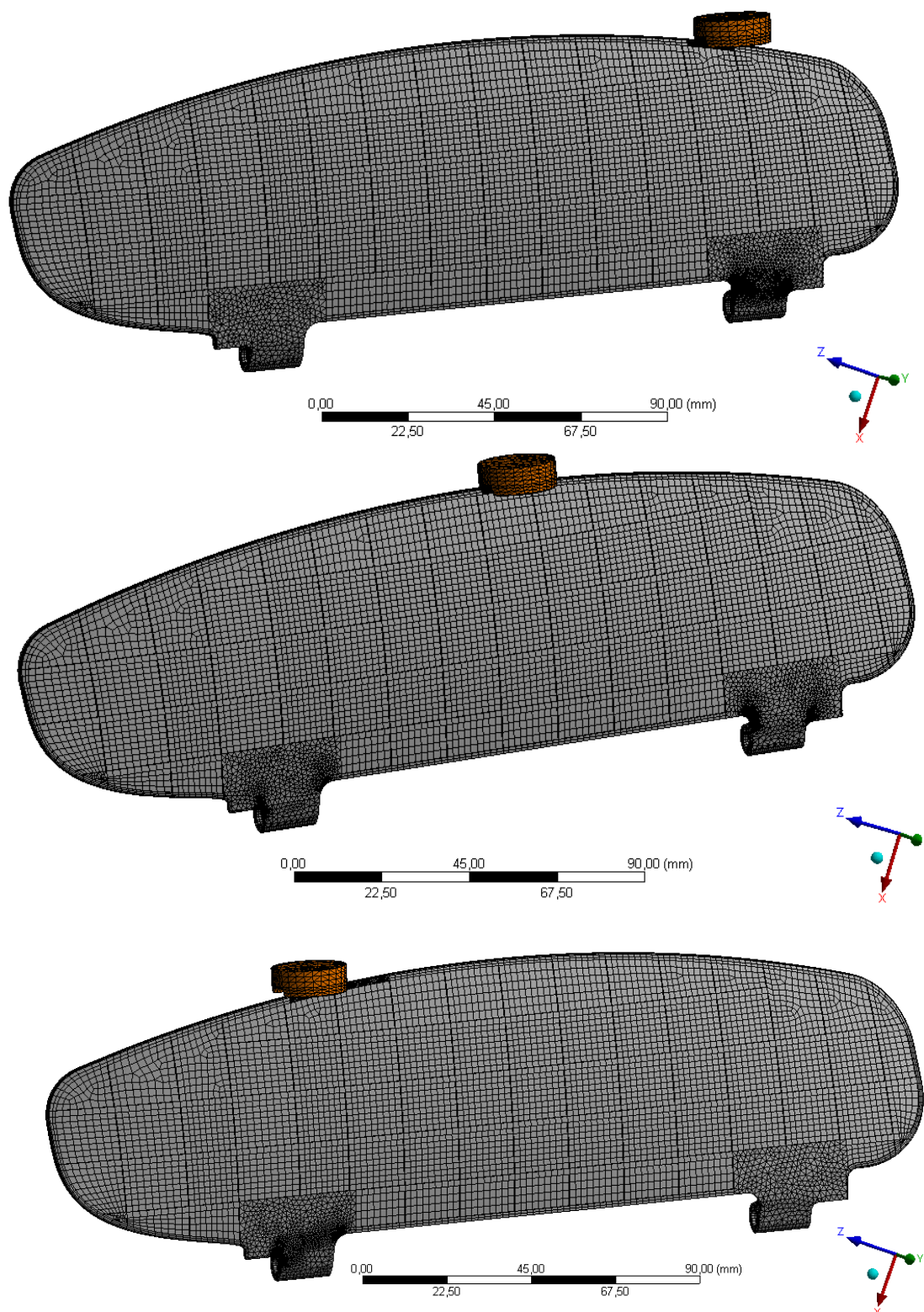
Obr. 9 - Element CONTA174 [2]

Element TARGE170 reprezentuje druhou kontaktní plochu kontaktního páru CONTA174 – TARGE170. Plocha obsahující element TARGE170 může náležet jak deformovatelnému tělesu tak i absolutně tuhému tělesu. Při modelování kontaktu mezi deformovatelným a absolutně tuhým tělesem musí být plocha absolutně tuhého tělesa popsána elementy TARGE170 [2].



Obr. 10 - Možnosti použití kontaktního elementu TARGE170 [2]

Kromě kvadratické báze funkce nad elementem byla nastavena i plná integrace ve čtyřech integračních bodech. Aby bylo dosaženo co nejpřesnějších výsledků, byla síť lokálně zjemněna v místech špiček napětí. Síť musela být také z konvergenčních důvodů zjemněna na kontaktních plochách. Počet elementů se liší podle pozice zatěžovacího článku a je uveden v tab. 1.



Obr. 11 – Konečnoprvkové modely pro jednotlivé pozice prstu (shora 1., 2. a 3. pozice)

Tab. 1 – Přehled parametrů konečnoprvkové sítě

Pozice	1.	2.	3.
Počet elementů	50 068	67 648	52 682
Počet uzlů	138 514	168 172	138 588
Počet stupňů volnosti	415 542	504 516	415 764

5.2 Materiálové modely

Protože cílem práce je zjistit sílu při dosažení meze pevnosti plastového materiálu, nelze použít lineárně pružný izotropní model. Tento model není schopný popsat chování materiálu po překročení meze kluzu. Je tedy nutné použít takový materiálový model, který popíše plastickou oblast nad mezí kluzu. Plastové materiály mají všeobecně anizotropní vlastnosti, proto je matematický popis těchto materiálů v porovnání s ocelovými materiály mnohem složitější. Aby bylo vystiženo přesné chování plastového materiálu, musí se v materiálovém modelu zahrnout jak elastické a plastické vlastnosti, tak například i viskozita a tečení materiálu. Stanovení těchto parametrů však vyžaduje experimentální zkoušky, které jsou časově náročné a mnohdy vyžadují opakování zkoušky pro různé hodnoty teplot, zatížení apod. Důkazem jsou materiálové listy výrobců plastů, v kterých jsou většinou uvedeny pouze mechanické vlastnosti z tahové zkoušky. Plastové materiály nemají výraznou mez kluzu, proto byl k popisu chování materiálu lopatky vybrán multilineární izotropní model zpevnění. Tento materiálový model se skládá z více lineárních částí, je tedy po částech lineární a s dostatečnou přesností tak popisuje plastické chování materiálu, viz obr. 12. V programu ANSYS Workbench 15.0.7 je křivka multilineárního izotropního modelu po částech lineární a je definována pomocí závislosti plastické deformace na napětí, přičemž první bod křivky představuje nulovou hodnotu plastické deformace při napětí na mezi kluzu. Poslední bod křivky pak představuje nekonečně velkou deformaci při stejné hodnotě napětí.

Protože z tahové zkoušky jsou k dispozici pouze smluvní hodnoty napětí a deformace, musí být tyto hodnoty přepočítány na skutečné napětí a deformace dle následujících vztahů:

$$\sigma_t = \sigma \cdot (1 + \varepsilon) \quad (5.2.1)$$

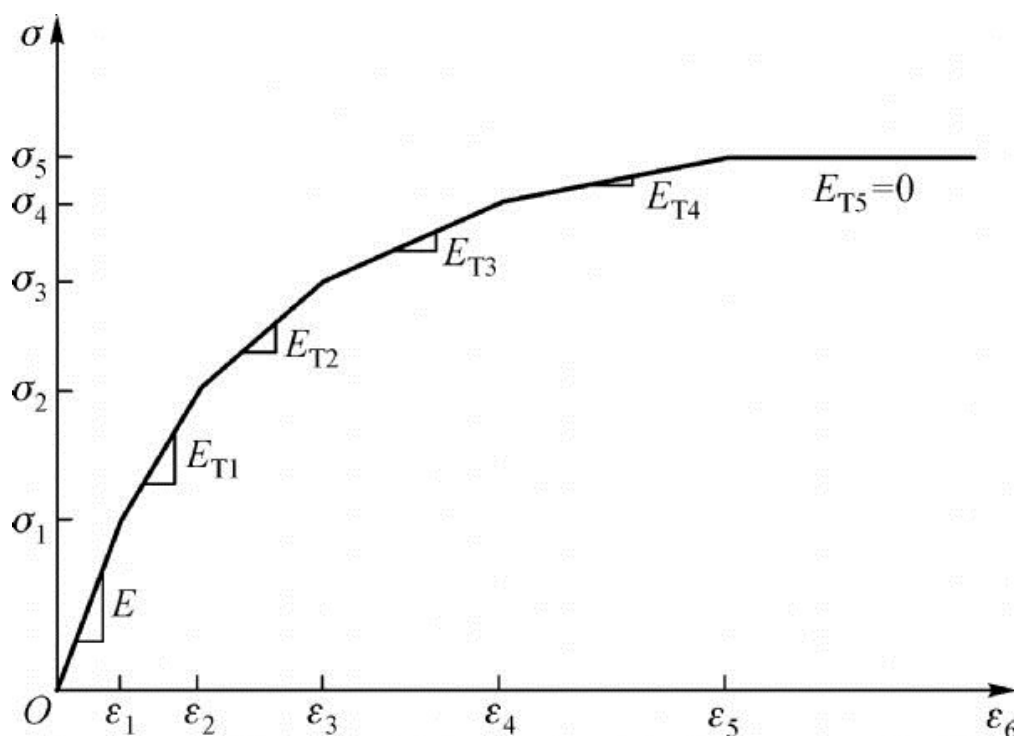
$$\varepsilon_t = \ln(1 + \varepsilon) \quad (5.2.2)$$

Z diagramu tahové zkoušky pro daný materiál bylo k popisu multilineárního materiálového modelu vybráno několik bodů. Multilineární materiálový model v programu Ansys Workbench 15.0.7 je definován pomocí závislosti plastické deformace na napětí. Proto při tvorbě modelu musely být hodnoty plastické deformace vybraných bodů vypočítány ze vztahu:

$$\varepsilon_t = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma}{E} + \varepsilon_p \quad (5.2.3)$$

Kde ε_e představuje elastickou složku deformace a ε_p představuje plastickou složku deformace.

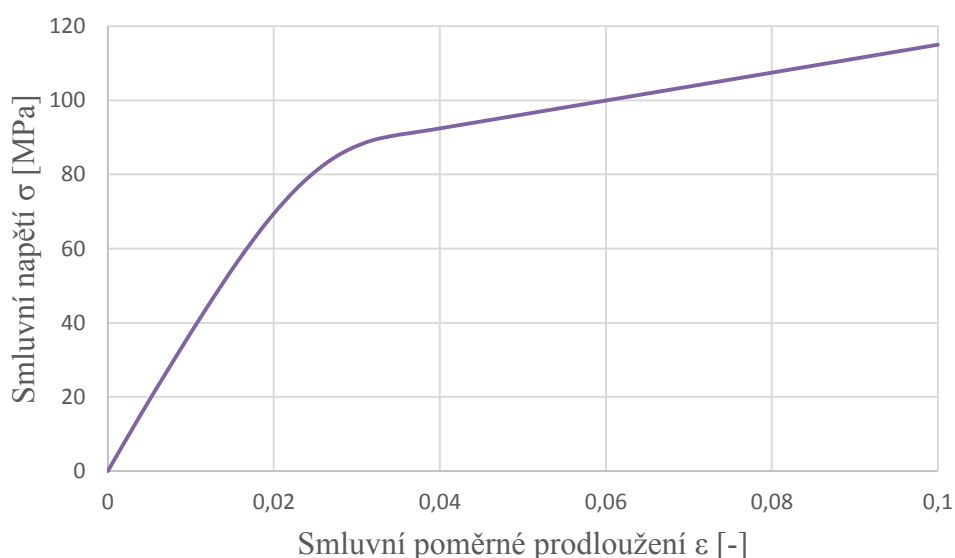
První bod multilineárního materiálového modelu byl stanoven podle změny Youngova modulu pružnosti z diagramu tahové zkoušky daného materiálu. Následující body byly přepočítány dle vztahu 5.2.3. Poslední bod křivky multilineárního materiálového modelu představuje nekonečně velkou deformaci při stejném napětí. Protože cílem pevnostní analýzy bylo zjistit sílu při dosažení meze pevnosti, nemohla být posledním bodem zvolena mez pevnosti. Hodnota posledního bodu křivky multilineárního materiálového modelu musí být větší, než je mez pevnosti daného materiálu. Toho se docílilo pomocí lineární extrapolace posledních dvou známých bodů křivky multilineárního materiálového modelu.



Obr. 12 - Multilineární model zpevnění [17]

5.2.1 PA6 Ultramid® B3S

Mechanické vlastnosti a diagram tahové zkoušky Ultramidu® B3S byl převzat ze stránek materiálového informačního systému – CAMPUS [6]. Na základě těchto dat byl vytvořen elasto-plastický materiálový model s multilineárním izotropním zpevněním. Parametry tohoto materiálového modelu jsou uvedeny v tab. 2. Ultramid® B3S má v suchém stavu hustotu $1\,130\text{ kgm}^{-3}$, Youngův modul pružnosti $3\,500\text{ MPa}$ s Poissonovým číslem $0,35$, smluvní mez kluzu 90 MPa , smluvní mez pevnosti 115 MPa a smluvní poměrné prodloužení 10% . Na obrázku 13, je uveden diagram tahové zkoušky při 23°C . V příloze lze najít diagram tahové zkoušky pro různé teploty.



Obr. 13 - Diagram tahové zkoušky pro PA6 Ultramid® B3S [6]

Tab. 2 – Materiálové parametry pro PA6 Ultramid® B3S [6]

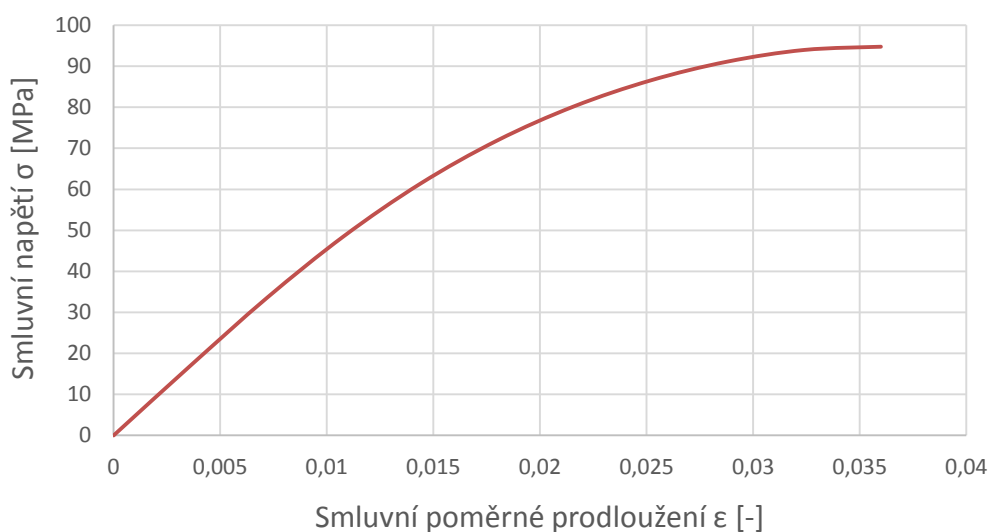
Youngův modul pružnosti E	3 491,8 MPa
Poissonovo číslo μ	0,35
Hustota	$1\,130\text{ kgm}^{-3}$

Tab. 3 - Parametry multilineárního izotropního zpevnění pro PA6 Ultramid® B3S

Skutečná plast. deformace [-]	0	0,0004	0,0021	0,0045	0,0076	0,0109	0,0591	0,5
Skutečné napětí [MPa]	69,42	79,46	86,86	91,50	93,92	95,64	126,50	408,72

5.2.2 PA6-GF15 Ultramid® B3ZG3

Mechanické vlastnosti a diagram tahové zkoušky byl opět převzat ze stránek materiálového informačního systému CAMPUS [6]. Tyto data sloužili k vytvoření elasto-plastického materiálového modelu s multilineárním izotropním zpevněním. V tab. 4. jsou uvedeny parametry tohoto materiálového modelu. Ultramid® B3ZG3 má v suchém stavu hustotu $1\,230\text{ kgm}^{-3}$, Youngův modul pružnosti $5\,500\text{ MPa}$ s Poissonovým číslem $0,35$, smluvní mez kluzu 90 MPa , smluvní mez pevnosti 110 MPa a smluvní poměrné prodloužení 4% . Diagram tahové zkoušky při 23°C je uveden na obrázku 14. Diagram tahové zkoušky pro různé teploty je uveden v příloze.



Obr. 14 - Diagram tahové zkoušky pro PA6 Ultramid® B3ZG3 [9]

Tab. 4 – Materiálové parametry pro PA6 Ultramid® B3ZG3 [9]

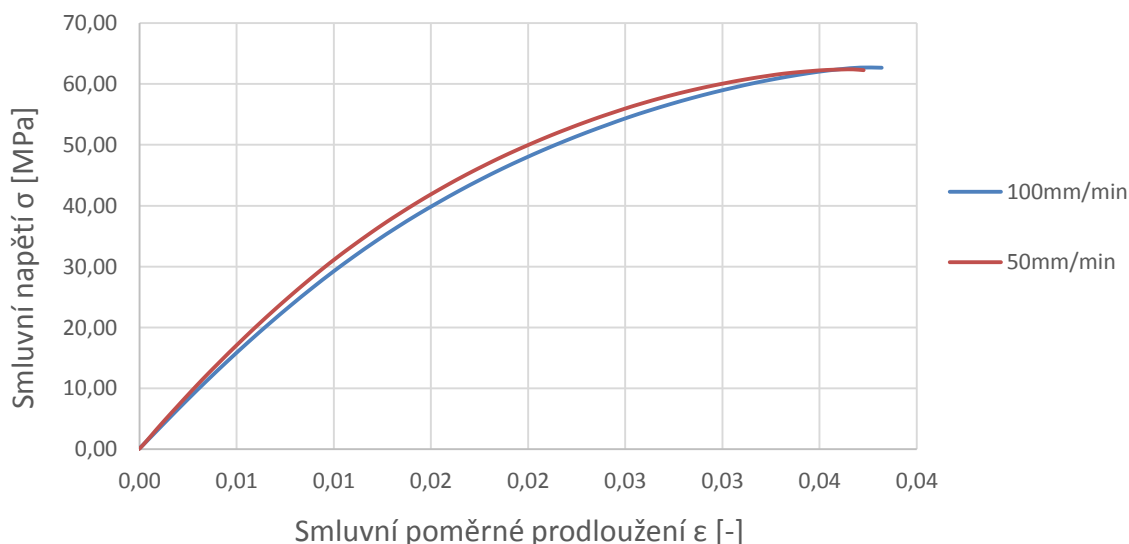
Youngův modul pružnosti E	3994,4 MPa
Poissonovo číslo μ	0,35
Hustota	$1\,230\text{ kgm}^{-3}$

Tab. 5 - Parametry multilineárního izotropního zpevnění pro PA6 Ultramid® B3ZG3

Skutečná plast. deformace [-]	0	0,0009	0,0027	0,0049	0,0076	0,0108	0,0143	0,8
Skutečné napětí [MPa]	73,19	81,94	88,72	93,74	97,00	98,16	99,44	384,20

5.2.3 PPGF20

Mechanické vlastnosti a diagram tahové zkoušky byl získán z tahové zkoušky dvou vzorků na trhače typu Inspekt table BLUE 05 EDC 222, při rychlosti zatěžování 50 a 100 mm/min a pokojové teplotě. Tahová zkouška probíhala v souladu s normou ISO 527-2. Protože v této analýze nezáleží na rychlosti zatěžování a navíc křivky pro obě rychlosti zatížení byly skoro totožné, byl pro tvorbu elasto-plastického materiálového modelu s multilineárním izotropním zpevněním vybrán diagram tahové zkoušky s rychlostí zatěžování 50mm/min. V tab. 6. jsou uvedeny parametry tohoto materiálového modelu. PPGF20 má v suchém stavu hustotu $1\,040\text{ kgm}^{-3}$, Youngův modul pružnosti $3\,408,3\text{ MPa}$ s Poissonovým číslem $0,35$, smluvní mez kluzu 75 MPa , smluvní mez pevnosti 90 MPa a smluvní poměrné prodloužení $3,5\%$. Diagram tahové zkoušky při 23°C je uveden na obrázku 15. Parametry zkušebních vzorků jsou uvedeny v příloze.



Obr. 15 - Diagram tahové zkoušky pro PPGF20

Tab. 6 – Materiálové parametry pro PPGF20

Youngův modul pružnosti E	3408,3 MPa
Poissonovo číslo μ	0,35
Hustota	$1\,040\text{ kgm}^{-3}$

Tab. 7 - Parametry multilineárního izotropního zpevnění pro PPGF20

Skutečná plast. deformace [-]	0	0,0009	0,0027	0,0049	0,0076	0,0108	0,0143	0,8
Skutečné napětí [MPa]	73,19	81,94	88,72	93,74	97,00	98,16	99,44	384,20

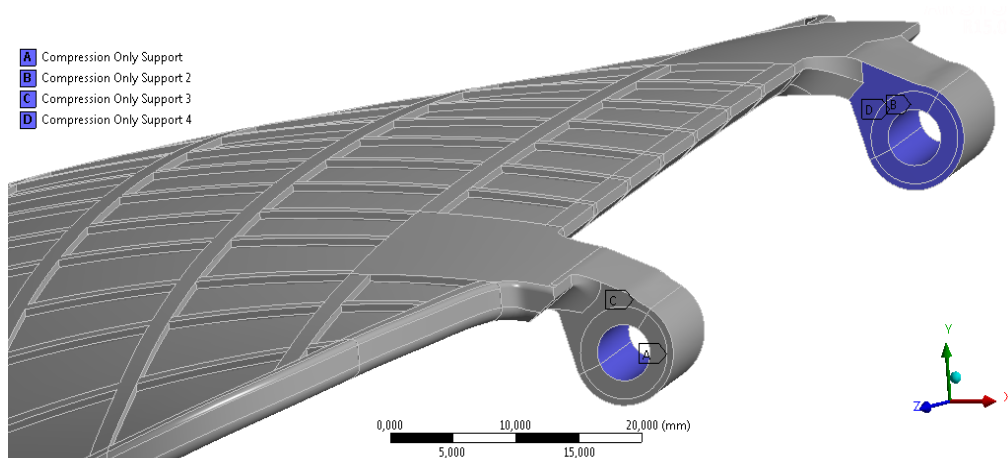
5.2.4 Ocel

Tento materiál byl zadán pro část, která přenáší zatížení na lopatku. Protože zatěžující člen není středem zájmu této diplomové práce, zvolená ocel byla vygenerována z knihovny materiálů v softwaru Ansys Workbench 15.0.7. Materiálový model oceli je lineárně elastický s hustotou $7\,850\text{ kgm}^{-3}$, Youngovým modulem pružnosti $200\,000\text{ MPa}$ a Poissonovým číslem $0,3$.

5.3 Rozbor okrajových podmínek

Okrajové podmínky jsou často rozdělovány do skupiny vazeb a zatížení. Jejich úkolem je definice uchycení tělesa v prostoru a zamezení deformace v určitých místech odebráním určitého počtu stupňů volnosti nebo předepsání silového nebo deformačního zatížení tělesa. Podstatou okrajových podmínek je simulace reálného zatížení tělesa a jeho vazeb na ostatní tělesa struktury.

Upnutí lopatky bylo simulováno pomocí okrajové podmínky podpory pouze v tlaku (Compression only support), která byla aplikovaná v místech úchytů lopatky, viz obr. 16. Tato okrajová podmínka poskytuje podporu v tlaku ve směru normály k aplikované ploše nebo plochám. Je modelována pomocí vnitřního asymetrického kontaktu typu absolutně pevné těleso – deformovatelné těleso. Tato okrajová podmínka vnáší do celého systému nelinearitu. Důležitým parametrem této okrajové podmínky je normálová kontaktní tuhost. Snížením či zvýšením normálové kontaktní tuhosti lze ovlivnit konvergenci úlohy [1]. V mém případě byla normálová kontaktní tuhost okrajové podmínky „Compression only support“ nastavena na relativní hodnotu $0,01$.

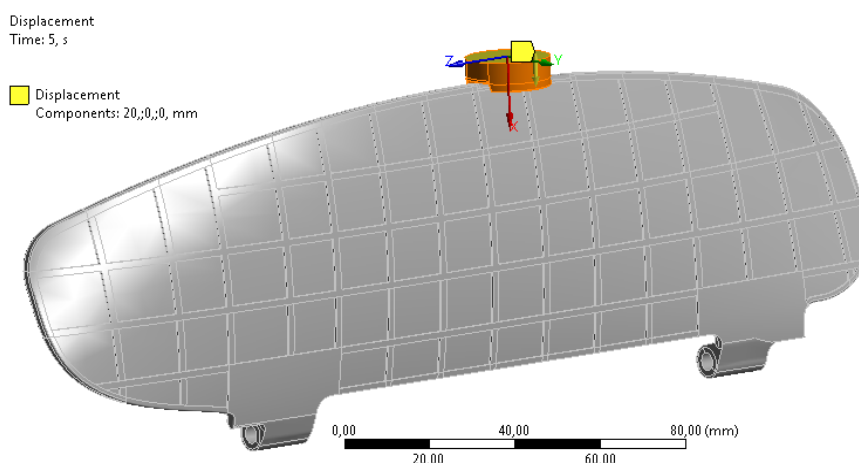


Obr. 16 - Uchycení lopatky

Posunutí zatěžujícího členu bylo řízeno deformačně pomocí okrajové podmínky podmínky posunutí (Displacement). Hodnoty posunutí členu ve směru osy x lokálního souřadného systému prstu se lišily dle pozice prstu, viz tab. 8 a obr. 17. V ostatních směrech os y a z bylo posunutí rovno nule.

Tab. 8 – posun prstu

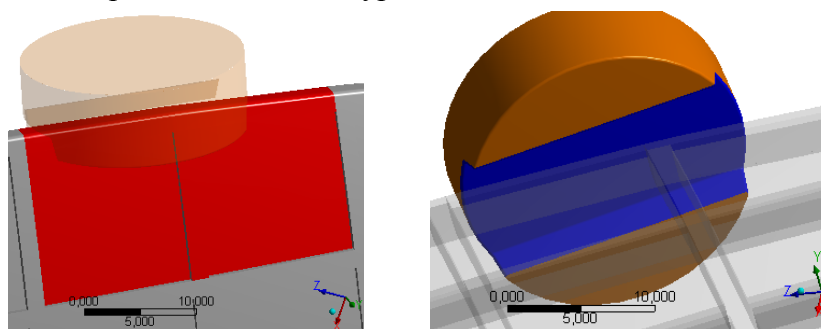
	Pozice 1	Pozice 2	Pozice 3
posun v ose x	10 mm	20 mm	15 mm



Obr. 17 – Předepsané posunutí zatěžujícího členu

5.4 Nastavení kontaktního algoritmu

Aby deformace lopatky pomocí nuceného posunutí zatěžujícího členu proběhla správně, musel by být na plochách mezi lopatkou a prstem definován kontakt. Protože v realitě existuje mezi všemi tělesy tření, byl i v této analýze využit kontakt, který při výpočtu uvažuje koeficient smykového tření. Koeficient smykového tření mezi plastovým materiálem a kovy se pohybuje v rozmezí 0,25 – 0,4 [10]. V této pevnostní analýze byl koeficient smykového tření mezi deformujícím členem a lopatkou stanoven na hodnotu 0,3. Na obr. 18. lze vidět pár kontaktních ploch. Červená plocha náleží elementům typu CONTA174 a modrá plocha elementům typu TARGE170.



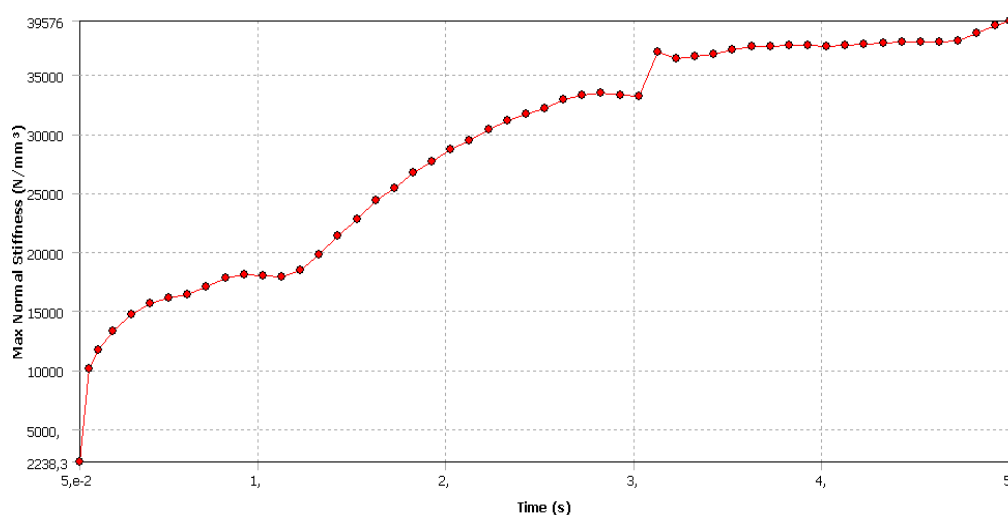
Obr. 18 - Pár kontaktních ploch

Před samotnou analýzou kolenního testu lopatky, byla provedena studie nastavení kontaktního algoritmu. Byly použity dva kontaktní algoritmy, metoda Pure penalty a metoda Augmented Lagrange. V obou algoritmech byla použita detekce v Gaussově integračních bodech kontaktního elementu a chování kontaktu bylo nastaveno jako asymetrické. Rozdílné bylo nastavení normálové kontaktní tuhosti, viz tab. 9.

Tab. 9 - Nastavení normálové tuhosti

Metoda	Augmented Lagrange	Pure penalty	
Relativní normálová kontaktní tuhost	0,1	0,1	1
Obnovení kontaktní tuhosti	Při každé iteraci	Nikdy	

Na obr. 19 je znázorněna změna normálové kontaktní tuhosti v době výpočtu při použití metody Augmented Lagrange a obnovení kontaktní tuhosti v každé iteraci. Při použití metody Pure penalty, je normálová tuhost konstantní, průběhy jsou uvedeny v příloze.



Obr. 19 – Průběh kontaktní normálové tuhosti při použití metody Augmented lagrange a obnovení kontaktní tuhosti v každé iteraci

Výsledek studie je uveden v tab. 10. Z výsledků je patrné, že nejpřesnější výsledky vykazuje metoda Pure penalty s relativní kontaktní tuhostí 0,1. Při použití této metody je normálová kontaktní tuhost největší, penetrace je nejnižší, avšak k výpočtu je potřeba delší výpočetní čas, viz tab. 10. V následujících analýzách bude použito nastavení metody Pure penalty s relativní kontaktní normálovou tuhostí o hodnotě 1 a zakázané obnovení kontaktní tuhosti během výpočtu.

Tab. 10 - Výsledek studie nastavení kontaktního algoritmu

Metoda	Augmented Lagrange	Pure penalty	
Relativní kontaktní tuhost	0,1	0,1	1
Největší kontaktní tuhost	37 880 Nmm ⁻³	101 190 Nmm ⁻³	15 179 Nmm ⁻³
Síla při napětí 126,5 MPa	846,94 N	844,42 N	847,05 N
Výpočetní čas	10 913 s	11 484 s	12 084 s
Počet iterací	128	138	149
Penetrace	0,0221 mm	0,0705 mm	0,0086 mm

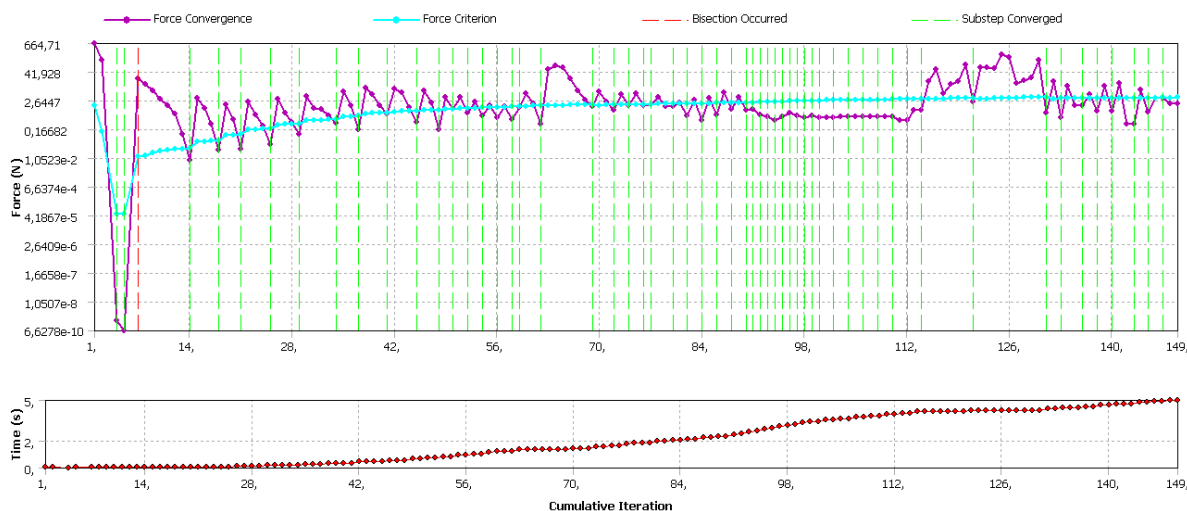
5.5 Nastavení analýzy

Simulace kolenního testu lopatky byla v této diplomové práci řešena jako statická pevnostní analýza s cílem pevnostního posouzení kritických míst a úpravy designu lopatky tak, aby se zvýšila únosnost lopatky.

Výpočetní čas (souvisí s počtem iterací, nejde o dynamickou úlohu) byl stanoven na 5 sekund. Protože se jedná o nelineární úlohu, která obsahuje elasticko-plastický materiál, nelineární kontakty, velké posuvy a natočení, bylo nutné celý výpočet rozdělit na dílčí kroky. Počet kroků výpočtu je uveden v tab. 11. Díky existenci nelineárního kontaktu se třením, je globální matice tuhosti nesymetrická. Proto bylo nutné nastavit nesymetrický řešič Newton – Raphsonovy metody. K dosažení výsledků bylo zapotřebí v průměru 150 iterací. Na obr 20. je příklad průběhu silové konvergence pro prostřední pozici prstu.

Tab. 11 – Počet kroků výpočtu

Počáteční iterační krok výpočtu	100
Minimální iterační krok výpočtu	50
Maximální iterační krok výpočtu	500

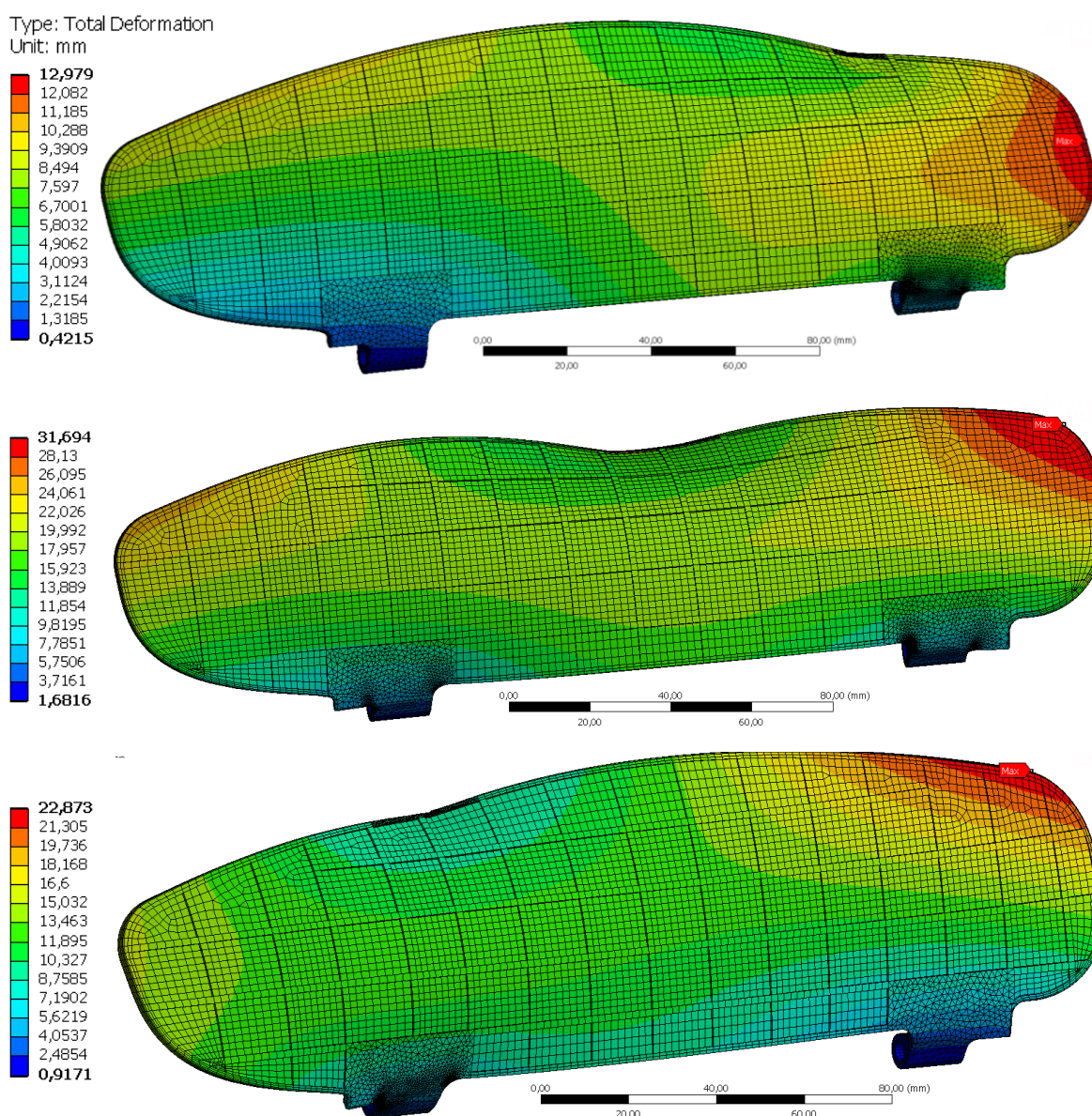


Obr. 20 - Průběh silové konvergence

6 Výsledky analýzy původního modelu

6.1 Vyhodnocení maximální deformace lopatky

Průběhy maximální deformace při dosažení meze pevnosti pro materiál PA6 Ultramid® B3S a všechny pozice zatěžovacího členu jsou uvedeny na obr. 21. Z obrázků je patrný vliv nesymetrie lopatky. Při zatížení nad pravým závěsem se nejvíce deformuje pravý bok lopatky. Naproti tomu, při působení zatěžovacího elementu nad závěsem na opačné straně se nejvíce deformuje pravý horní roh. To je dáno především tím, že na levé straně je více materiálu, který tak brání v průhybu lopatky. Při zatížení lopatky mezi závěsy dochází k největší deformaci pravého horního rohu lopatky.

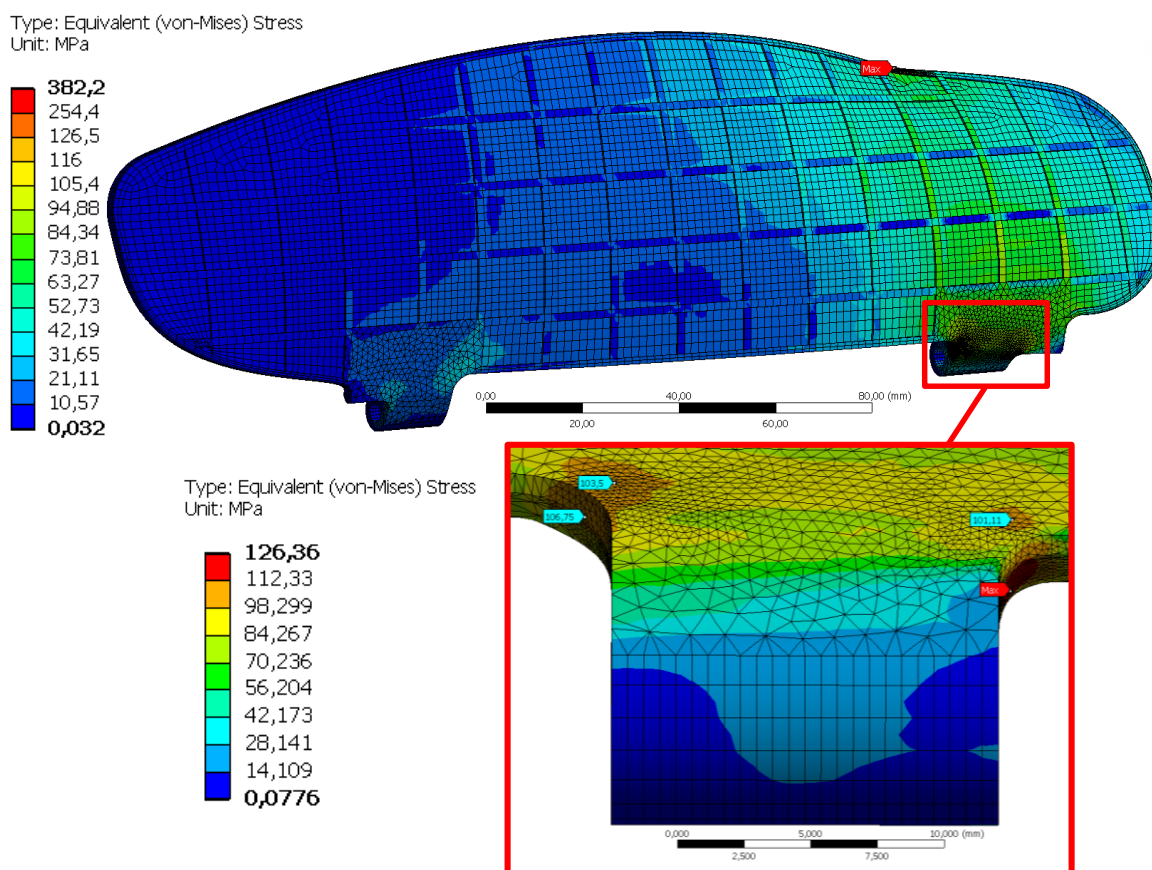


Obr. 21 - Průběh maximální deformace při mezi pevnosti (shora 1., 2. a 3. pozice)

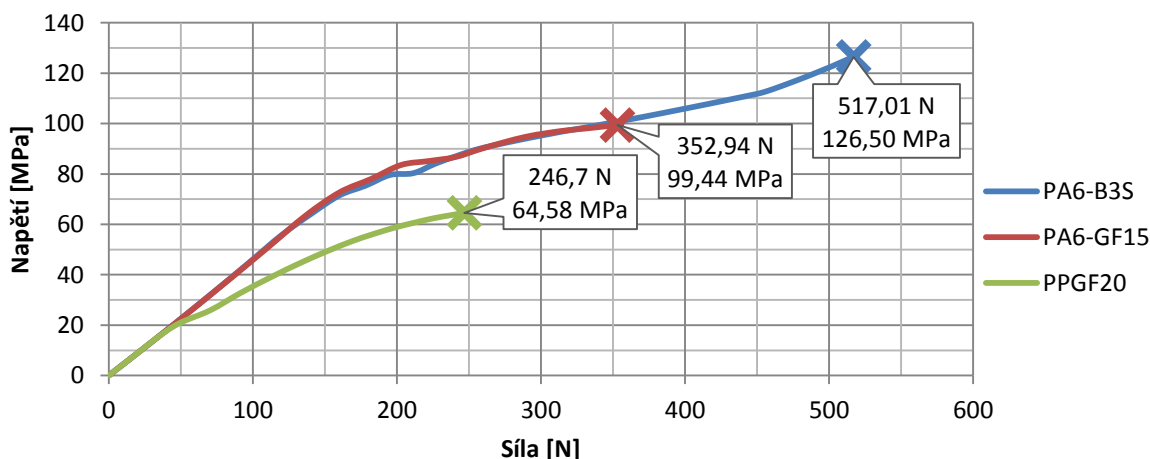
PA6 Ultramid® B3S

6.2 Vyhodnocení redukovaného napětí HMH pro 1. pozici prstu

Největší napětí je na hraně lopatky, na kterou působí zatěžující člen. To je způsobené velkou deformací lopatky v daném místě. V tomto místě však nevznikne trhlina, která způsobí porušení lopatky. K tvorbě trhliny a následnému porušení dojde v oblasti malého poloměru vnějšího zaoblení na pravém závěsu. Ke koncentraci napětí dochází i ve vnitřním poloměru zaoblení pravého závěsu, viz obr. 22, kde je znázorněn průběh redukovaného napětí HMH při dosažení meze pevnosti pro PA6 Ultramid® B3S. Na obr. 23 je závislost redukovaného napětí HMH v kritickém místě na zatěžující síle pro všechny materiály lopatky, kde křížek značí dosažení meze pevnosti.



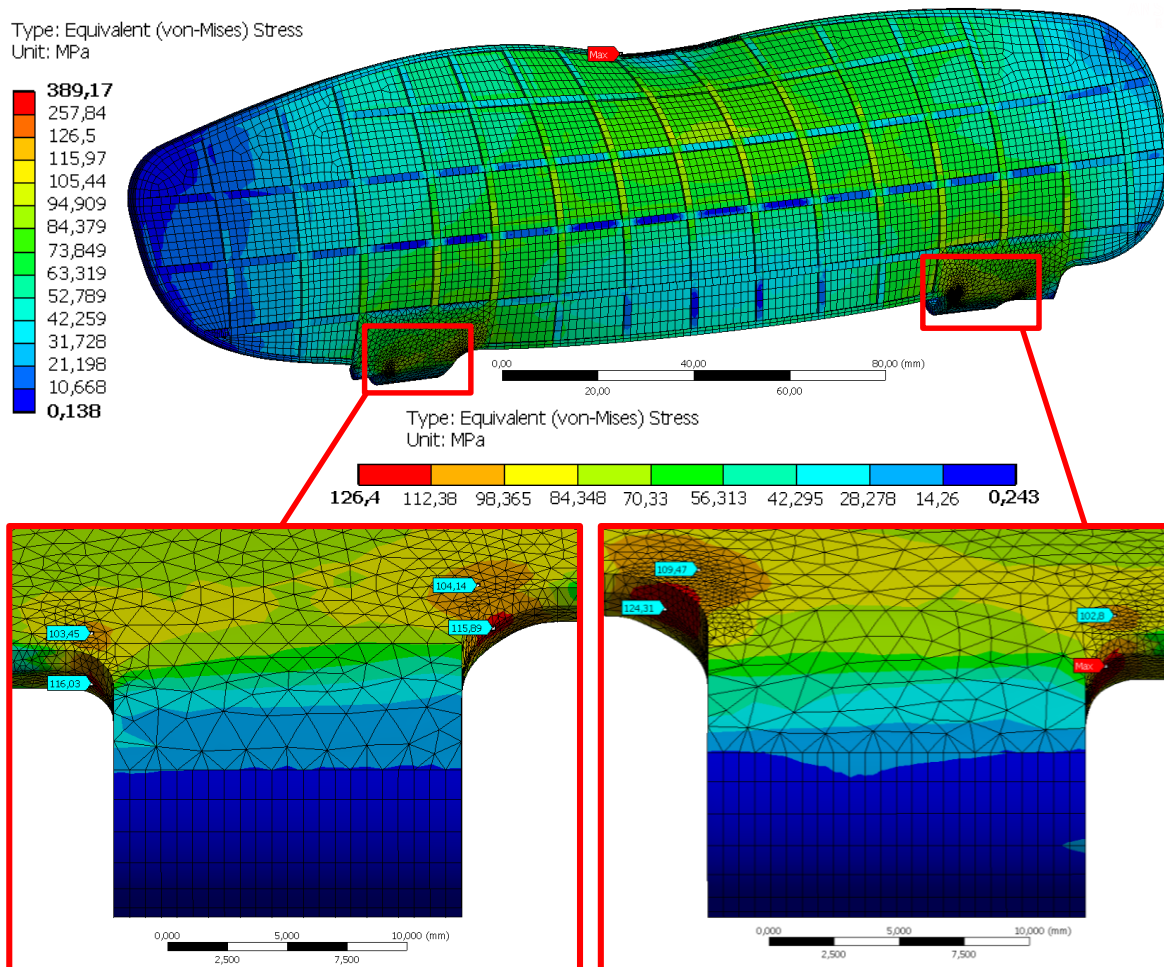
Obr. 22 - Redukované napětí HMH pro 1. pozici zatěžujícího členu (PA6 Ultramid® B3S)



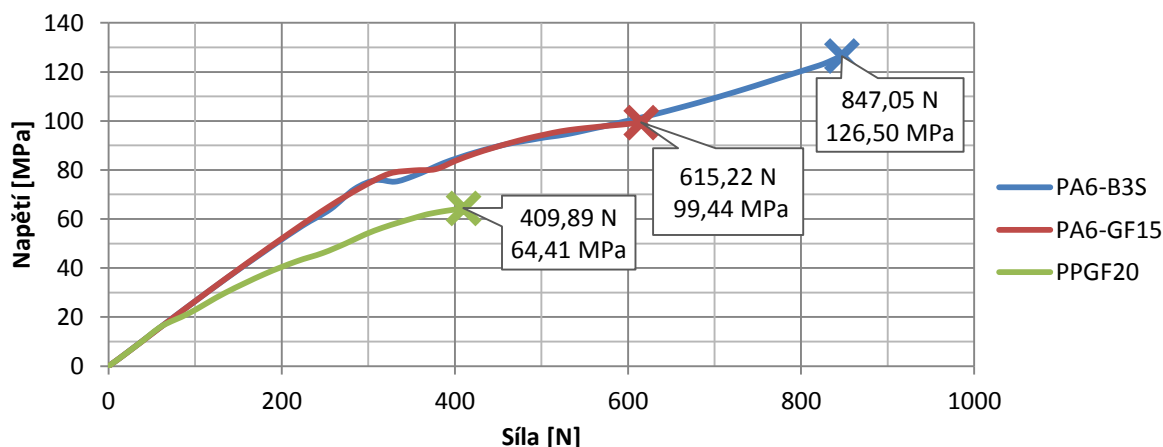
Obr. 23 – Závislost max. redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě

6.3 Vyhodnocení redukovaného napětí HMH pro 2. pozici prstu

Při zatížení lopatky uprostřed mezi závěsy dochází k největší koncentraci napětí v oblasti vnějšího poloměru zaoblení na pravém závěsu. To je vidět na obr. 24, kde je průběh redukovaného napětí HMH při dosažení meze pevnosti pro PA6 Ultramid® B3S. Napětí se také koncentruje ve vnitřních poloměrech zaoblení a vnějším poloměru zaoblení levého závěsu. Obr. 25 představuje závislost redukovaného napětí HMH v kritickém místě na zatěžující síle pro všechny materiály lopatky.



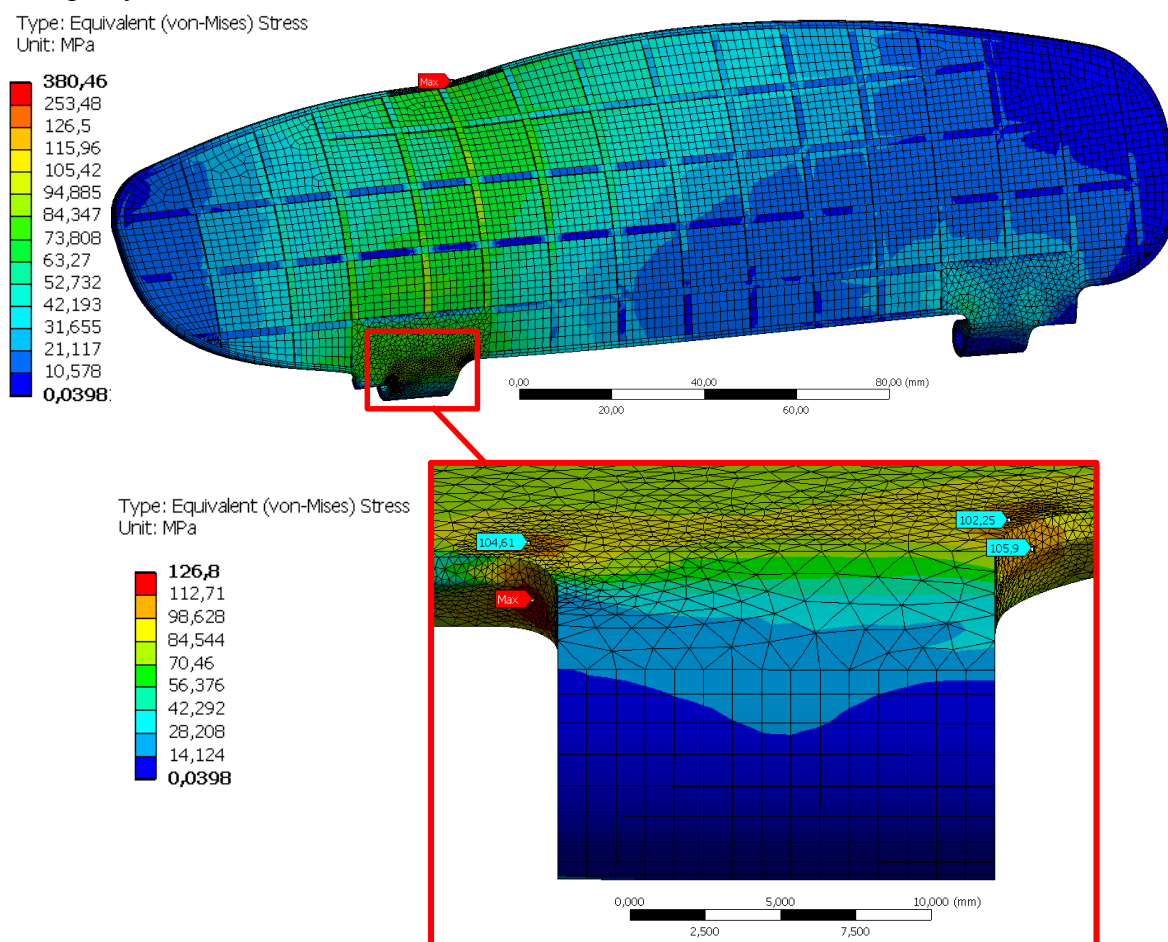
Obr. 24 - Redukované napětí HMH pro 2. pozici zatěžujícího členu (PA6 Ultramid® B3S)



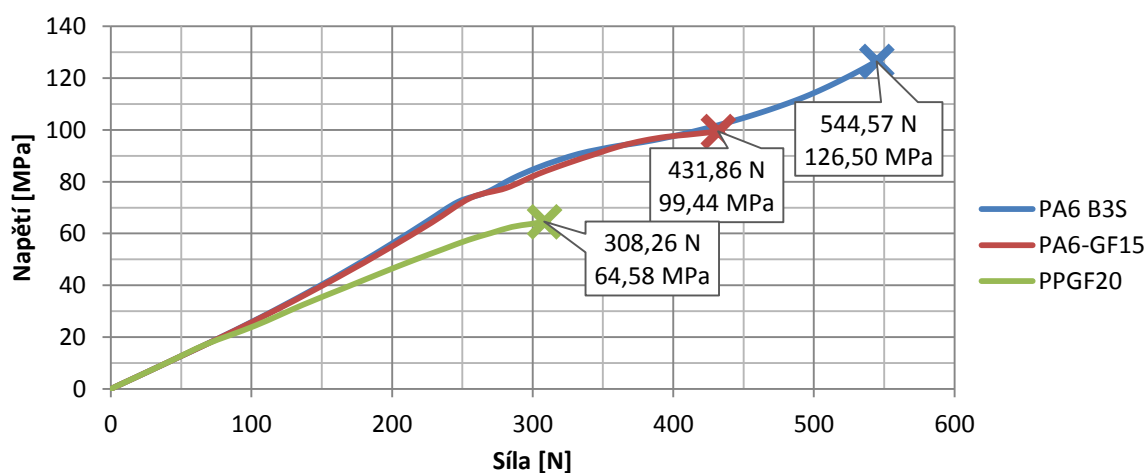
Obr. 25 – Závislost max. redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě

6.4 Vyhodnocení redukovaného napětí HMM pro 3. pozici prstu

Při zatížení nad levým závěsem dojde k největší koncentraci napětí ve vnějším poloměru zaoblení levého závěsu. Napětí se však také koncentruje na vnitřním poloměru zaoblení levého závěsu. Na obr. 26 je průběh redukovaného napětí HMM při dosažení meze pevnosti pro materiál PA6 Ultramid® B3S. Obr. 27 pak obsahuje závislost redukovaného napětí HMM v kritickém místě na zatěžující síle pro všechny materiály lopatky.



Obr. 26 - Redukované napětí HMM pro 3. pozici zatěžujícího členu (PA6 Ultramid® B3S)



Obr. 27 – Závislost max. redukovaného napětí HMM na zatěžující síle v kritickém místě

7 Návrhy na zlepšení

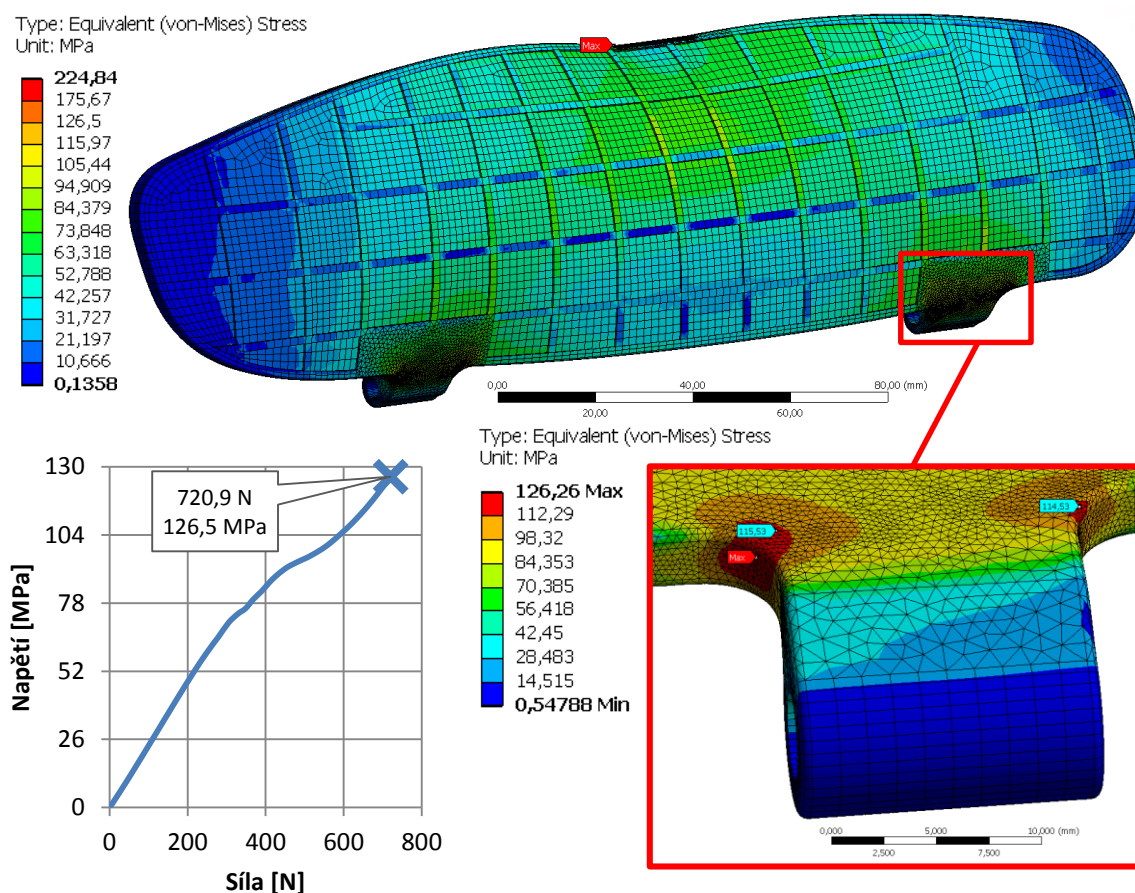
Při analýze stávajícího modelu lopatky byly zjištěny kritické oblasti, ve kterých se koncentruje napětí. V těchto místech vzniká a dále se šíří trhlina, díky které dojde k porušení lopatky. Jak vyplývá ze simulace, kritickými místy jsou vnitřní a vnější poloměry zaoblení obou závěsů znázorněnými žlutou barvou na obr. 28. Nejkritičtějšími místy jsou vnější poloměry zaoblení, kde jsou kvůli technologickému procesu výroby lopatky zaoblení nejmenší.



Obr. 28 - Kritické oblasti původního modelu

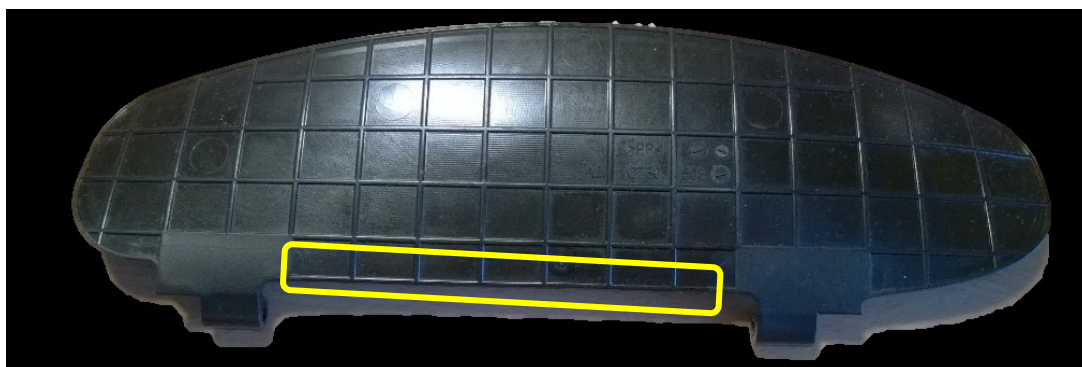
Při analýze návrhů na zlepšení byla provedena pouze simulace 2. pozice zatěžujícího členu pro materiál PA6 Ultramid® B3S. Kvůli lepší konvergenci byl použit kontaktní algoritmus Pure penalty s normálovou kontaktní tuhostí 0,1. Všechny návrhy na zlepšení byly vyhotoveny také v souladu s výrobním procesem a s ohledem na dělicí rovinu současné formy.

První, zde uvedený návrh na zlepšení se zaměřuje na oblasti zaoblení závěsů lopatky. Jak vnitřní, tak vnější poloměr zaoblení obou závěsů byl s ohledem na výrobní proces maximálně zvětšen. Zbytek lopatky spolu s žebrováním zůstal stejný. Na obr. 29. je uveden výsledek simulace této varianty. Z obrázku vyplývá, že napětí se koncentruje na vnitřním poloměru zaoblení pravého závěsu. Tato varianta vydrží maximální zatěžující sílu pouze 720,9 N, což je zhruba o 17% méně než u současného modelu. Na obr. 29 lze také vidět průběh redukovaného napětí HMH v kritickém místě.



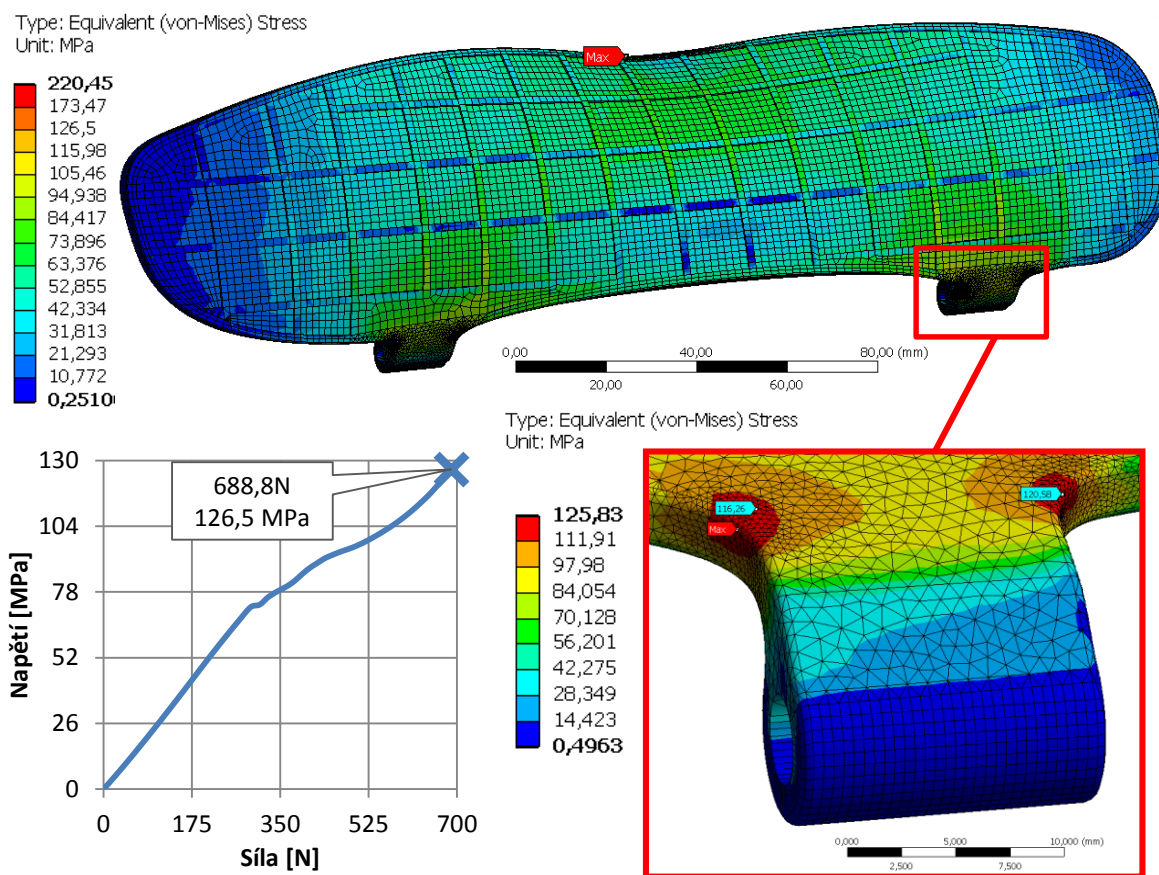
Obr. 29 - Redukované napětí HMH a závislost maximálního redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě (PA6 Ultramid® B3S – 1. návrh)

Druhý zlepšující návrh vycházel ze simulace první varianty, ve které se největší koncentrace napětí projevila na vnitřním poloměru pravého závěsu. Tato koncentrace napětí je způsobená především velkou deformací spodní hrany mezi oběma závěsy, která je znázorněna žlutou barvou na obr. 30. Proto se druhý návrh snažil tomuto problému předejít pomocí zaoblení této hrany. Výsledek simulace této varianty spolu se závislostí redukovaného napětí HMM v kritickém místě na zatěžující síle ukazuje obr. 31.



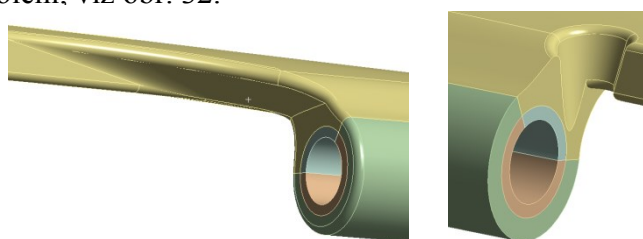
Obr. 30 - Místo úpravy 2. návrhu na zlepšení

I tato varianta vykazuje mez pevnosti při nižší zatěžovací síle než původní model. K překročení meze pevnosti dojde při síle 688,8 N, což je zhruba o 23% méně jak v původní variantě. Zaoblení hrany mezi oběma závěsy mělo tedy opačný efekt, než se předpokládalo.



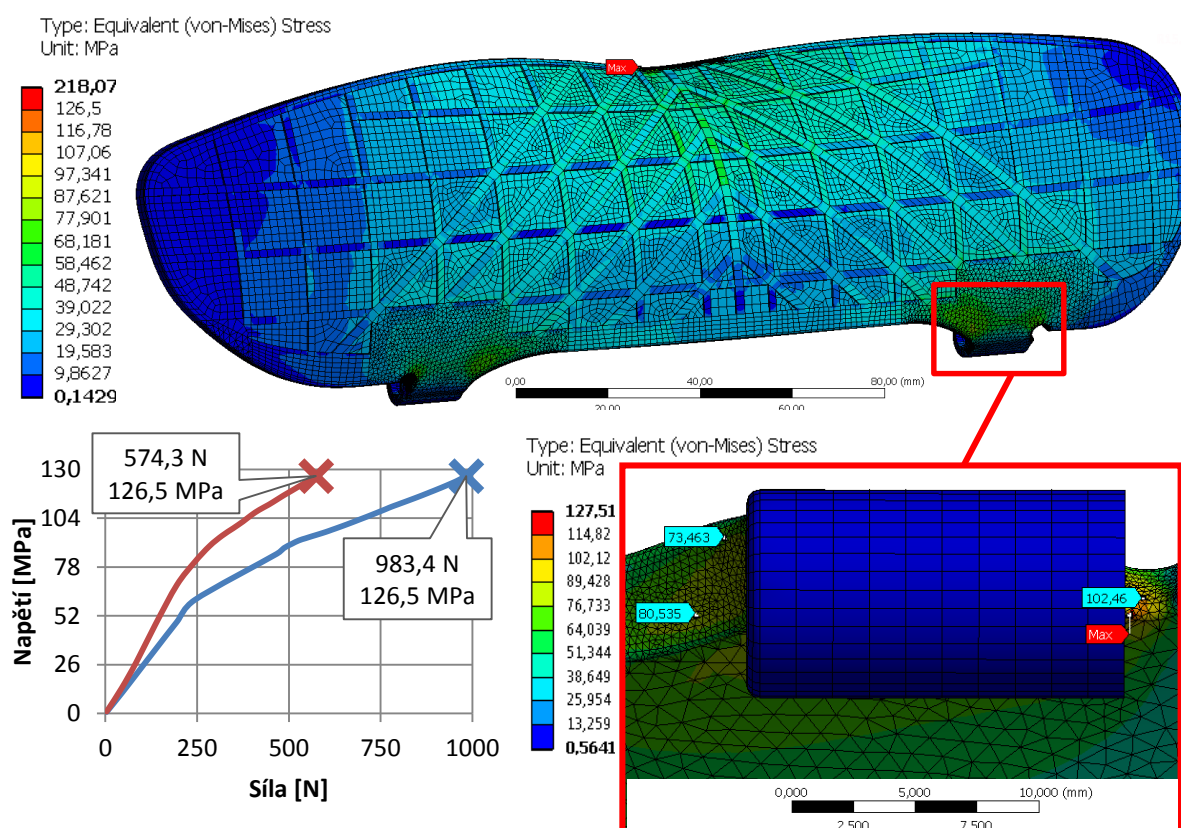
Obr. 31 - Redukované napětí HMH a závislost maximálního redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě (PA6 Ultramid® B3S – 2. návrh)

Poslední zlepšující návrh vycházel z původního designu lopatky. V tomto návrhu byly uprostřed lopatky přidány diagonální žebra, která pomohou lépe rozložit napětí v celé lopatce. Další změny byly provedeny v oblasti vnějších a vnitřních poloměrů zaoblení obou závěsů. V těchto oblastech byl vymyšlen zcela nový design. Vnější poloměry zaoblení byly nahrazeny zápichem. Vnitřní poloměry byly nahrazeny proměnným poloměrem zaoblení, viz obr. 32.



Obr. 32 - Změna geometrie v oblasti poloměrů zaoblení obou závěsů, vlevo změna vnitřních poloměrů zaoblení, vpravo změna vnějších poloměrů zaoblení

Výsledek je uveden na obr. 33. Je zřejmé, že i tato varianta vydrží menší zatěžující sílu, avšak byla podkladem pro tvorbu konečného řešení. Zápich na vnějších poloměrech zaoblení ke zlepšení únosnosti lopatky nepřispěl. Naproti tomu nový design v oblasti vnitřních poloměrů zaoblení se ukázal být dobrým řešením pro kritické oblasti, ve kterých vzniká trhlina. Na obr. 33 je vidět závislost redukovaného napětí HMM v kritickém místě na zatěžující síle pro oblast zápichu, označený červenou barvou a pro oblast proměnlivého zaoblení, označeným modrou barvou, v pravém závěsu. Z grafu je patrné, že v proměnlivém zaoblení byla dosažena mez pevnosti při síle 983,4 N, což je zhruba 14% zlepšení oproti původnímu návrhu. Z toho důvodu byl tento designový prvek v konečné variantě použit i na vnější poloměry zaoblení obou závěsů.

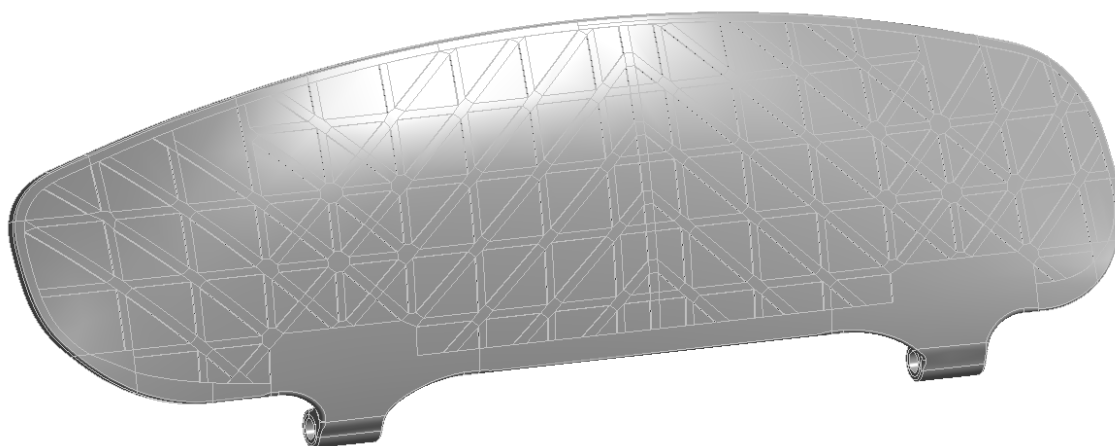


Obr. 33 - Redukované napětí HMM a závislost maximálního redukovaného napětí HMM na zatěžující síle v kritickém místě (PA6 Ultramid® B3S – 3. návrh)

Posledním návrhem na zlepšení byla studie lopatky se třemi závěsy. Přidáním třetího závěsu mezi původní závěsy bylo dosaženo maximální zatěžující síly 1 119,3N, tedy zhruba 32% zlepšení. Tato varianta však nelze v současném zástavbovém prostoru použít. Cílem studie bylo zjistit, jestli třetí závěs pomůže zvýšit únosnost lopatky. Výsledky simulace jsou uvedeny v příloze.

8 Numerická analýza upraveného modelu metodou konečných prvků

Finální verze upraveného modelu lopatky, vycházela z výsledků simulací zlepšujících návrhů. Hlavním podkladem pro tvorbu modelu byla 3. zlepšující varianta. V modelu byly, kromě změny designu v oblasti poloměrů zaoblení přidány diagonální výztuhy v krajních oblastech lopatky. Průhyb v těchto oblastech je důvodem koncentrace napětí ve vnějších poloměrech zaoblení. Výztuhy tak pomáhají zvýšit odpor proti průhybu těchto oblastí. Upravený model lopatky je uveden na obr. 34.



Obr. 34 - Upravený model lopatky

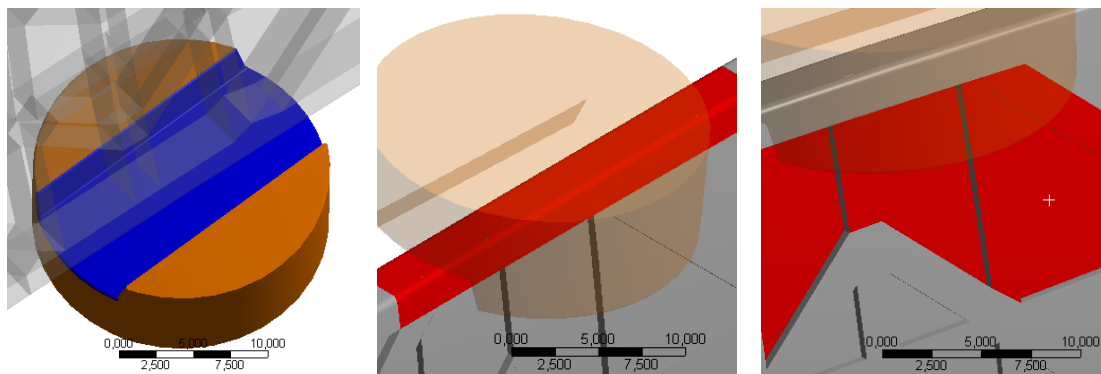
Nastavení analýzy a její průběh byl obdobný jako u původního modelu. Parametry výpočtových modelu jsou uvedeny v tab. 12 a obrázky konečnoprvkové sítě pro všechny pozice zatěžujícího členu jsou v příloze.

Tab. 12 - Přehled parametrů konečnoprvkové sítě

Pozice	1.	2.	3.
Počet elementů	84 313	107 140	80 314
Počet uzlů	193 805	234 702	187 494
Počet stupňů volnosti	581 415	704 106	562 482

Před dosažením meze pevnosti v 2. pozici zatěžovacího elementu úloha začala divergovat kvůli vysoké kontaktní normálové tuhosti, která byla nastavena na hodnotu 1. Proto muselo dojít k úpravě kontaktu mezi zatěžujícím členem a lopatkou. Kontakt byl rozdělen na dvě části a to na horní hranu lopatky a výztuhy, které byly příčinou divergence úlohy. Na každou část pak byla nastavená jiná kontaktní normálová tuhost, přičemž na hraně lopatky byla ponechána normálová tuhost s hodnotou 1 a na výztuhy byla zadána normálová tuhost 0,1.

Obr. 35 ukazuje rozdělení kontaktních ploch. Modrá plocha s typem elementů TARGE170 byla stejná pro obě části kontaktu mezi lopatkou a článkem a je na obr. 35 vlevo. Červené plochy náleží elementům typu CONTA174. Uprostřed obrázku jsou znázorněny plochy, na kterých byla zadána kontaktní normálová tuhost s hodnotou 1. Na pravé straně obrázku jsou plochy, na kterých byla hodnota normálové tuhosti 0,1.



Obr. 35 - Rozdělení kontaktních ploch

Nastavení dílčích kroků výpočtu muselo být kvůli konvergenčním potížím oproti původní variantě změněno u všech pozic zatěžujícího elementu. Použité hodnoty počtu iteračních kroků jsou uvedeny v tab. 13. K dosažení výsledků bylo za potřeby zhruba 170 iterací.

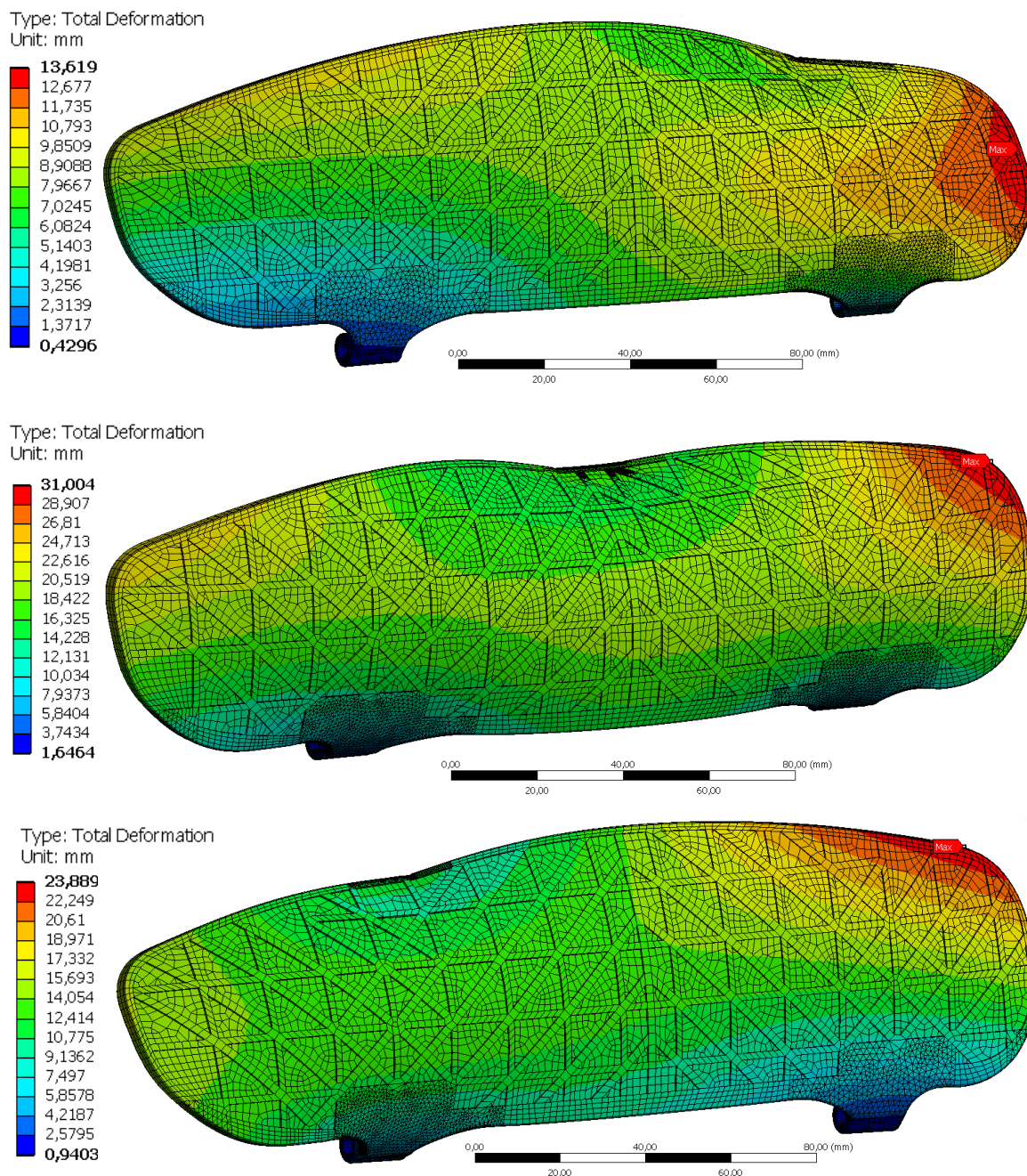
Tab. 13 – Počet kroků výpočtu

Počáteční iterační krok výpočtu	200
Minimální iterační krok výpočtu	50
Maximální iterační krok výpočtu	1 000

9 Výsledky analýzy upraveného modelu

9.1 Vyhodnocení maximální deformace lopatky

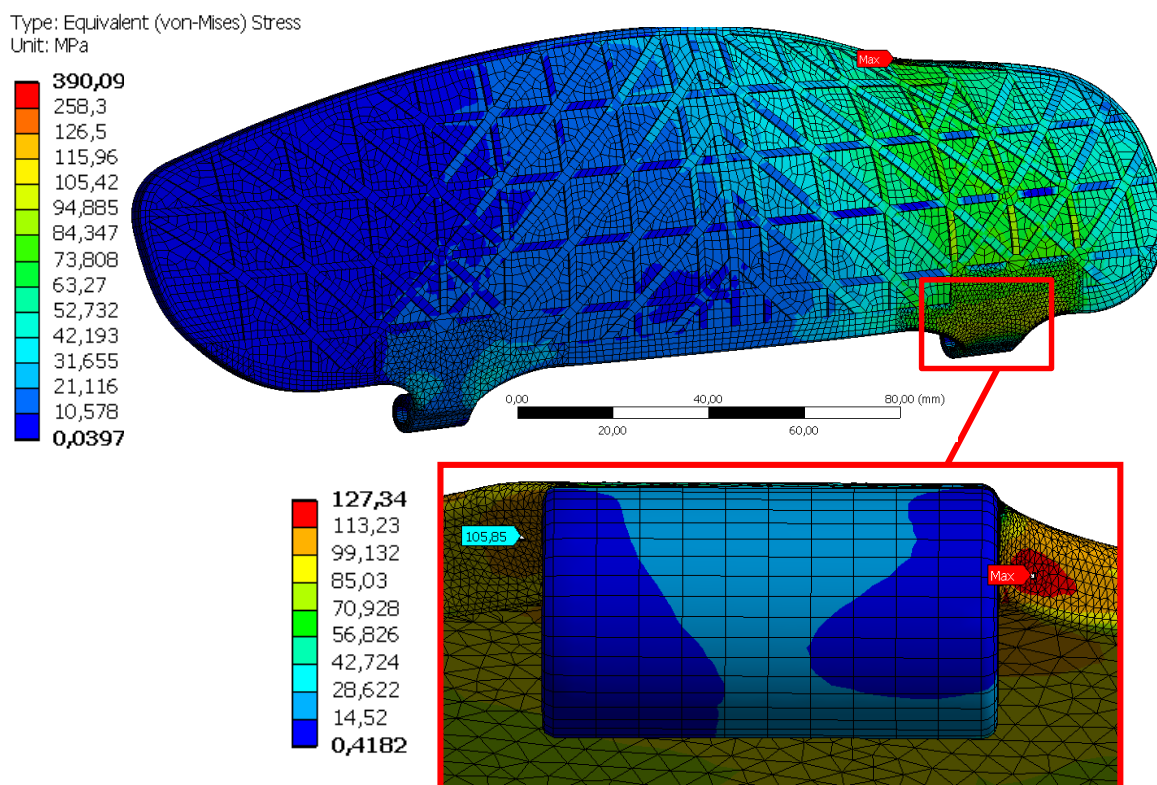
Průběhy maximální deformace při dosažení meze pevnosti jsou podobné jako u původní varianty. U všech pozic zatěžujícího členu se maximální deformace koncentruje na pravé straně lopatky, viz obr. 36.



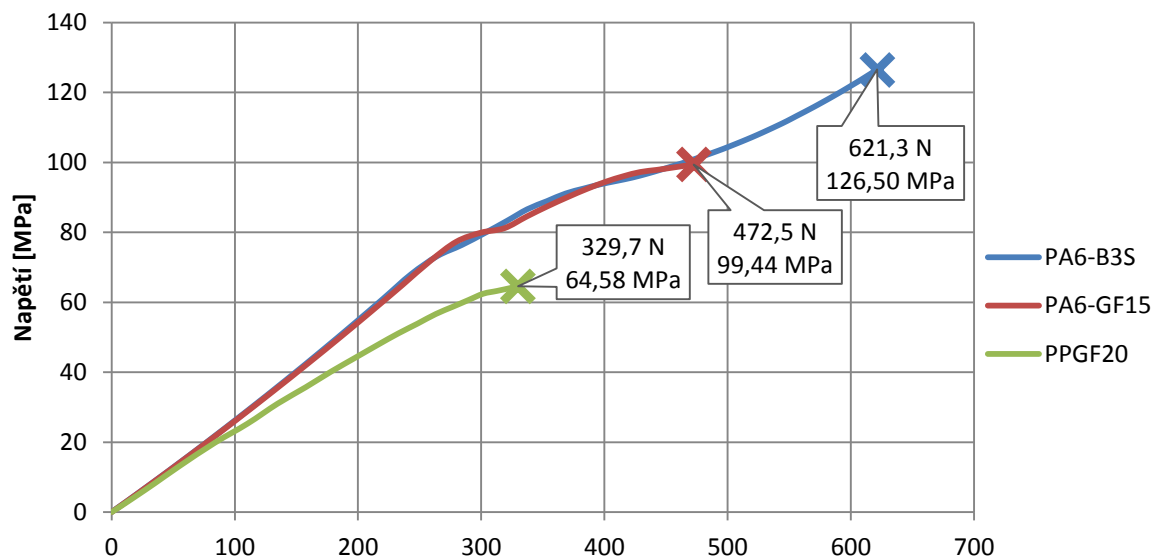
Obr. 36 - Průběh maximální deformace při mezi pevnosti (shora 1., 2. a 3. pozice)

9.2 Vyhodnocení redukovaného napětí HMH pro 1. pozici členu

Při zatížení nad pravým závěsem dojde ke kritické koncentraci napětí, tak jak v původním modelu, v oblasti vnějšího poloměru zaoblení pravého závěsu. Na obr. 37 je průběh redukovaného napětí HMH pro PA6 Ultramid® B3S. Závislost redukovaného napětí HMH v kritickém místě na zatěžující síle pro všechny materiály lopatky je na obr. 38.



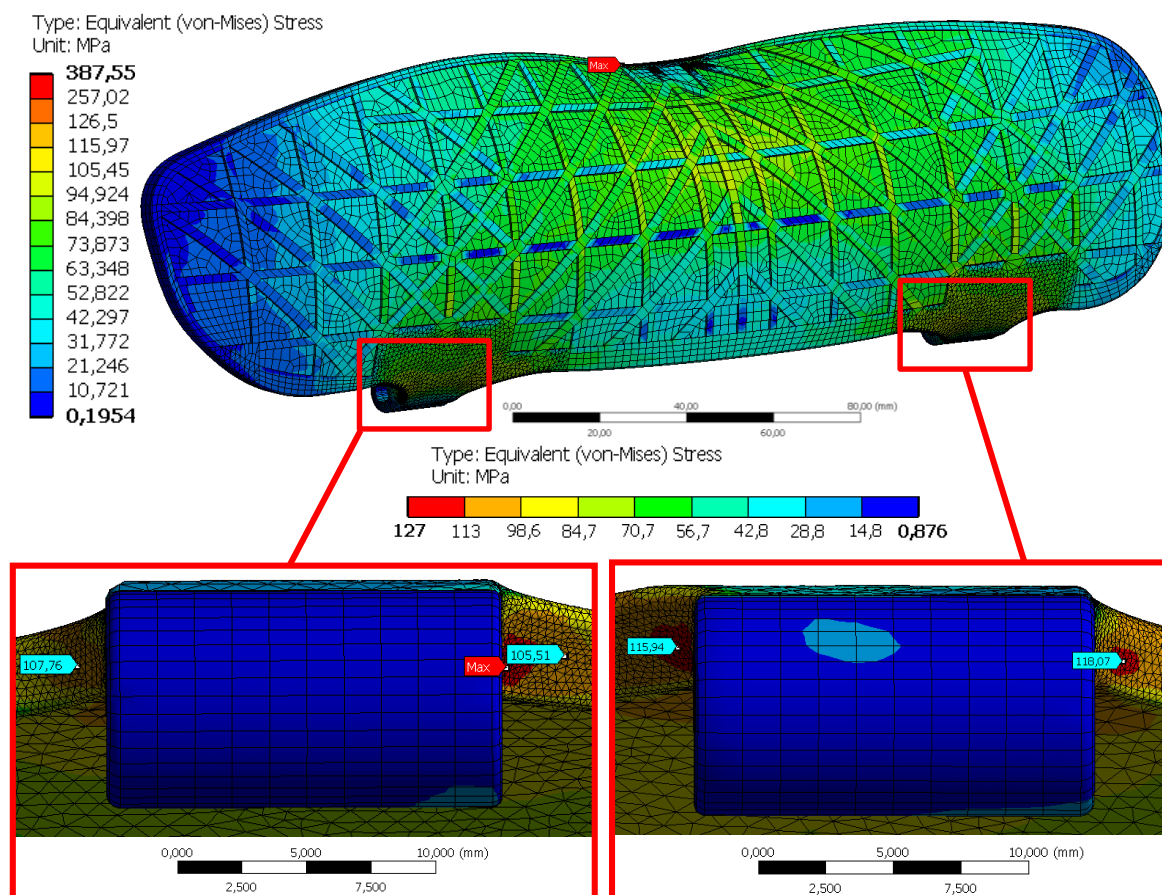
Obr. 37 - Redukované napětí HMH pro 1. pozici zatěžujícího článku (PA6 Ultramid® B3S)



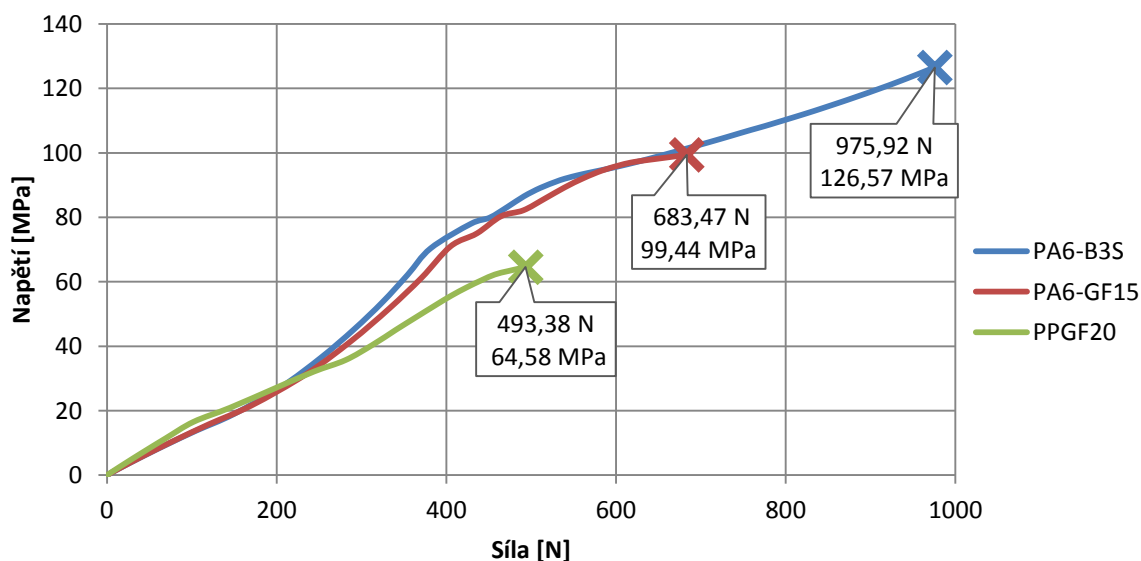
Obr. 38 - Závislost max. redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě

9.3 Vyhodnocení redukovaného napětí HMH pro 2. pozici členu

Při zatížení uprostřed lopatky se kritické napětí koncentruje v oblasti vnitřního poloměru zaoblení levého závěsu. Obr. 39 představuje průběh redukovaného napětí HMH pro PA6 Ultramid® B3S. Na obr. 40 je pak závislost redukovaného napětí HMH v kritickém místě na zatěžující síle pro všechny materiály lopatky.



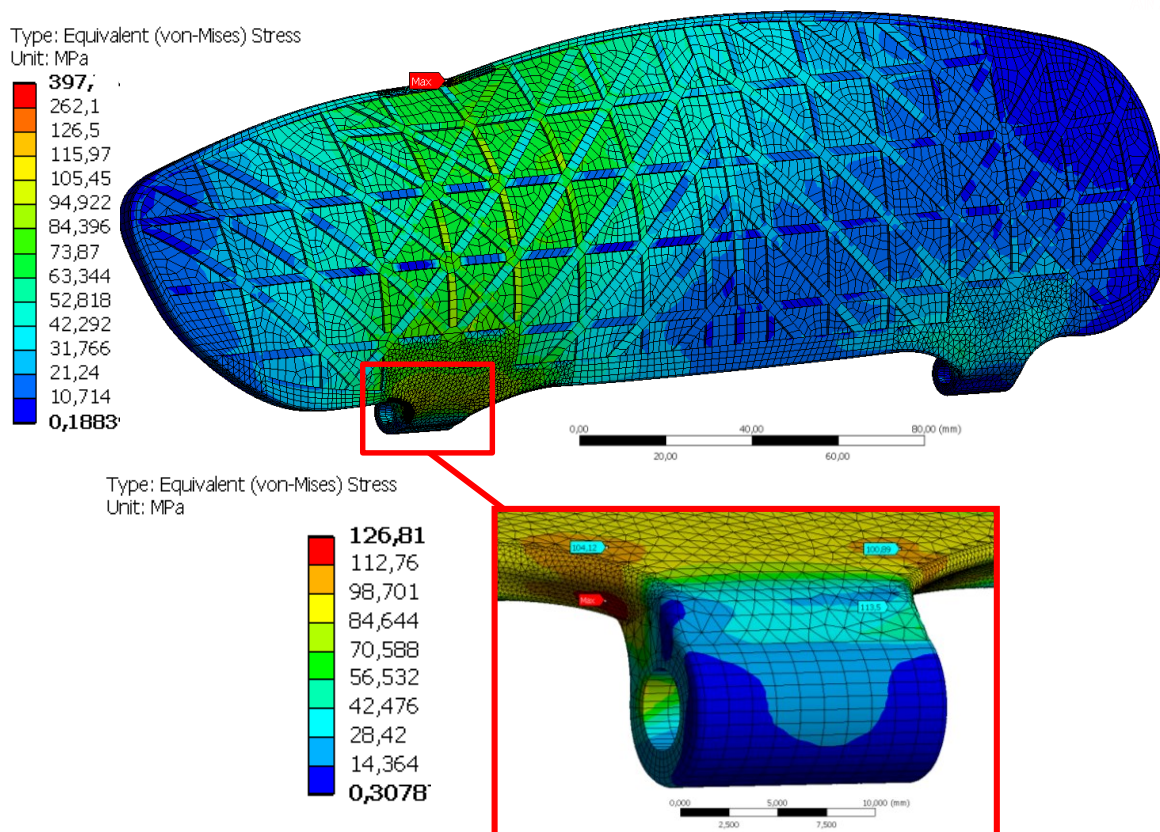
Obr. 39 - Redukované napětí HMH pro 2. pozici zatěžujícího článku (PA6 Ultramid® B3S)



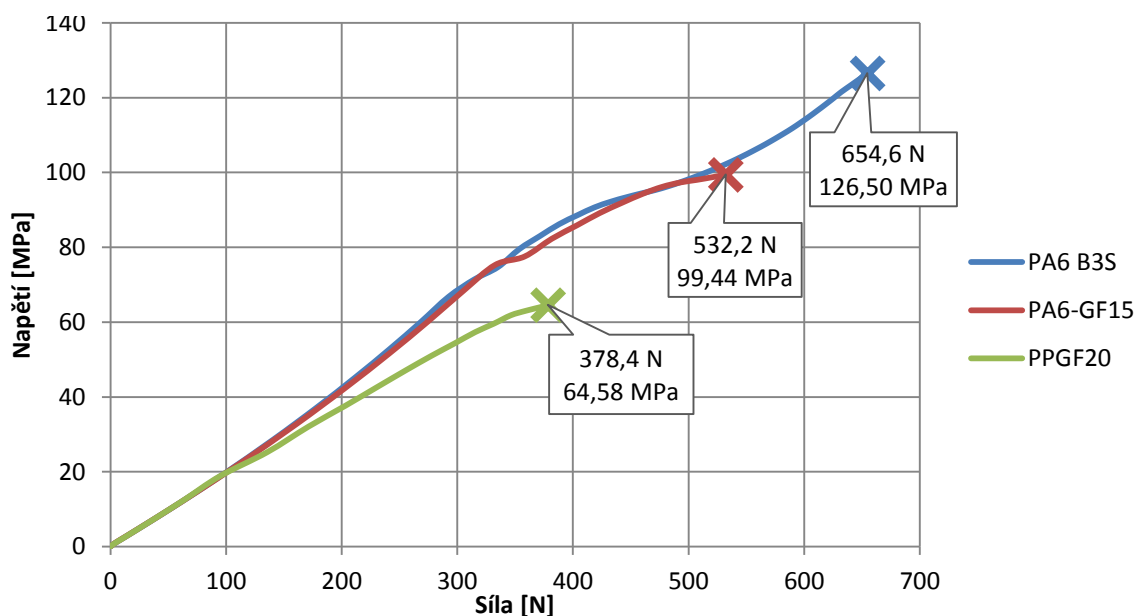
Obr. 40 - Závislost max. redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě

9.4 Vyhodnocení redukovaného napětí HMH pro 3. pozici členu

Při zatížení nad levým závěsem dojde ke kritické koncentraci napětí v oblasti vnějšího poloměru zaoblení levého závěsu. Průběh redukovaného napětí HMH pro PA6 Ultramid® B3S je znázorněn na obr. 41. Závislost redukovaného napětí HMH v kritickém místě na zatěžující síle pro všechny materiály lopatky je uvedena na obr. 42.



Obr. 41 - Redukované napětí HMH pro 3. pozici zatěžujícího článku (PA6 Ultramid® B3S)



Obr. 42 - Závislost max. redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě

10 Zhodnocení výsledků, doporučení a závěr

Cílem diplomové práce byla pevnostní analýza lopatky sedadlového systému v automobilu, nalezení kritických míst, v nichž dojde k tvorbě trhliny a navržení nové varianty tak, aby se únosnost lopatky zvýšila. Cílem práce bylo také srovnání tří různých materiálů určených k výrobě lopatky technologií vstřikování. Materiály lopatky byly PA6-Ultramid® B3S, PA6-Ultramid® B3ZG3 obsahující 15% skelných vláken a PPGF20, který má 20% skelných vláken. Práce byla řešena metodou počítačového modelování s využitím metody konečných prvků v prostředí ANSYS Workbench 15.0.7.

Technickým objektem byla lopatka sedadlového systému automobilu Mercedes Benz třídy S-class sloužící ke stabilizaci řidiče i spolujezdce při zatáčení. Lopatka je v sedadle automobilu umístěna v místě širokého zádového svalu.

Jelikož cílem analýzy bylo nalézt sílu při dosažení meze pevnosti plastového materiálu, musel být k popisu chování plastu využit adekvátní materiálový model. Plastové materiály mají všeobecně anizotropní vlastnosti a jejich matematický popis je v porovnání s ocelovými materiály složitější. Kvůli nedostatečným materiálovým datům nemohl být využit materiálový model, který by do výpočtu zahrnul viskozitu nebo tečení materiálu. Stanovení těchto parametrů je velmi náročné a materiálové listy výrobců plastů většinou obsahují pouze mechanické vlastnosti z tahové zkoušky. K popisu chování materiálu byl vybrán multilineární izotropní model zpevnění, který je po částech lineární a s dostatečnou přesností popisuje plastickou oblast chování materiálu.

Upnutí lopatky bylo realizováno pomocí okrajové podmínky podpory pouze v tlaku (compression only support). Zatěžující člen deformující lopatku byl řízen deformačně pomocí okrajové podmínky posunutí (displacement). Mezi lopatkou a elementem deformující lopatku byl definován kontakt se třením. Koeficient smykového tření byl stanoven na hodnotu 0,3. Použitým kontaktním algoritmem byla metoda Pure penalty s detekcí v Gaussově integračních bodech kontaktního elementu a chování kontaktu bylo nastaveno jako asymetrické. Relativní normálová kontaktní tuhost byla nastavena na hodnotu 1.

Výpočtový model se skládal z elementů typu SOLID186, SOLID187, CONTA174 a TARGE170. Nad elementy byla definována kvadratická bázová funkce a plná integrace ve čtyřech integračních bodech. Síť konečných prvků byla lokálně zjemněna v místech špiček napětí. Z konvergenčních důvodů byla síť zjemněna také na kontaktních plochách. Počet elementů se liší podle pozice zatěžovacího článku a je

uveden v kapitole 5.1 v tabulce 1.

Simulace kolenního testu lopatky byla v této diplomové práci řešena jako nelineární statická analýza. V simulaci bylo zanedbáno rozložení a orientace skelných vláken v materiálu lopatky a zbytkové napětí v lopatce způsobené výrobním procesem. Kvůli existenci elasticko-plastického materiálu, nelineárních kontaktů, velkých posuvů a natočení bylo nutné celý výpočet rozdělit na dílčí iterační kroky. Počet kroků výpočtu je uveden v kapitole 5.5 v tab. 11. Díky existenci nelineárního kontaktu se třením, je globální matice tuhosti nesymetrická. Proto bylo nutné nastavit nesymetrický řešič Newton – Raphsonovy metody. K dosažení výsledků bylo zapotřebí v průměru 150 iterací.

Nastavení výpočtu finální verze upraveného modelu lopatky bylo obdobné jako u původního modelu. Upravený model lopatky obsahuje diagonální výztuhy a změnu designu v oblasti poloměrů zaoblení obou závěsů. Protože při výpočtu 2. pozice zatěžovacího elementu úloha divergovala kvůli vysoké relativní kontaktní normálové tuhosti, byl kontakt rozdělen na dvě části. Na každou část pak byla nastavená jiná relativní kontaktní normálová tuhost. Výpočet upraveného modelu vyžadoval v průměru 170 iterací.

Síla dosažená na mezi pevnosti byla vypočítána pomocí lineární interpolace dvou krajních hodnot. Protože zatěžující člen byl řízen deformačně, zatěžující síla byla v prostředí Ansys Workbench vypočítána jako reakční složka posuvného členu. Srovnání výsledků je uvedeno v tab.14.

Tab. 14 Srovnání únosnosti pro všechny pozice zatěžovacího článku původní a upravené varianty

		Síla při dosažení meze pevnosti					
		1.pozice		2.pozice		3.pozice	
Materiál	Mez pevnosti	původní	upravená	původní	upravená	původní	upravená
PA6-B3S	126,5 MPa	517,01 N	621,35 N	847,05 N	975,26 N	544,57 N	654,66 N
zlepšení	-	16,7%		13,1%		16,8%	
PA6-B3ZG3	99,44 MPa	352,94 N	472,55 N	615,22 N	683,47	431,86 N	532,19 N
zlepšení	-	25,3%		9,9%		18,9%	
PPGF20	64,58 MPa	246,71 N	329,73 N	412,79 N	493,38	308,26 N	378,35 N
zlepšení	-	25,2%		16,3%		18,5%	

Součástí diplomové práce jsou i zlepšující návrhy, které byly podkladem pro tvorbu konečného modelu. Výsledky simulace těchto návrhů jsou uvedeny v kapitole 7.

Ze srovnání původní a upravené verze lopatky v tab. 14 vyplývá, že nová geometrie lopatky pomohla zvýšit únosnost. Největšího zlepšení bylo dosaženo při zatížení nad závěsy. Z materiálů vykazuje největší únosnost polyamid PA6-Ultramid® B3S, který má také ze všech materiálů největší tažnost a neobsahuje skelné vlákna. Proto bych ho doporučil pro výrobu lopatky. Co se geometrických úprav týče, proměnlivý poloměr zaoblení v oblasti závěsů se ukázal být dobrým řešením ke zvýšení únosnosti lopatky. Ke zvýšení únosnosti přispěly i diagonální výztuhy, které pomáhají lépe rozložit napětí při zatížení lopatky. K dalšímu zvýšení únosnosti může přispět použití většího množství závěsů. V příloze je obsažena pevnostní analýza lopatky se třemi závěsy, ze které vyplývá zvýšení únosnosti až o 32% při použití PA6-Ultramidu® B3S. Tato varianta však nemůže být v současném zástavbovém prostoru použita. Zároveň by přidání závěsu do současné verze znamenalo úpravu forem jak lopatky, tak i zástavbového prostoru, která by byla finančně velmi náročná. Proto doporučuji v budoucích projektech při tvorbě nových forem a nových verzí lopatkového systému zvážit počet závěsů. K dalšímu zvýšení únosnosti může přispět i zvětšení šířky závěsu, která v současném zástavbovém prostoru také nemohla být použita. I větší tloušťka lopatky by přispěla ke zvýšení únosnosti, avšak problém nastane po výrobě technologií vstřikování, kdy se díky velké tloušťce začne materiál kroutit, což může mít za následek nesouosost děr v závěsech a následný problém s montáží lopatky. Při použití současného zástavbového prostoru bych doporučil přepracovat poloměry závěsů dle konečného návrhu upravené verze lopatky. Tato změna by nemusela být cenově tak náročná a přispěla by ke zvýšení únosnosti lopatky.

11 Literatura

- [1] © 2013 SAS IP, Inc. *ANSYS Mechanical User's Guide: Release 15.0* [online]. 2013 [cit. 2015-03-08]. Dostupné z: <http://148.204.81.206/Ansys/150/ANSYS%20Mechanical%20Users%20Guide.pdf>
- [2] © 2013 SAS IP, Inc. *ANSYS Mechanical APDL Element Reference: Release 15.0* [online]. 2013 [cit. 2015-03-12]. Dostupné z: <http://148.204.81.206/Ansys/150/ANSYS%20Mechanical%20APDL%20Element%20Reference.pdf>
- [3] Mercedes Benz: Komfortní interiér. [online]. [cit. 2015-04-08]. Dostupné z: http://www.mercedes-benz.cz/content/czechia/mpc/mpc_czechia_website/czng/home_mpc/passengercars/home/new_cars/models/s-class/w222/facts_/comfort/interior.html
- [4] Ultramid® (PA) - Product Brochure. *BASF - Plastics Portal* [online]. 2014 [cit. 2015-03-08]. Dostupné z: http://www.plasticsportal.net/wa/plasticsEU~en_GB/function/conversions:/publish/common/upload/engineering_plastics/Ultramid_brochure.pdf
- [5] Product Data Sheet: ULTRAMID® B3S UNCOLORED POLYAMIDE. *BASF - Plastics Portal* [online]. 2014 [cit. 2015-03-08]. Dostupné z: http://www.plasticsportal.net/wa/EU~tr_TR/Catalog/ePlastics/doc4/BASF/PRD/30045499/.pdf?title=&asset_type=pds/pdf&language=EN&urn=urn:documentum:eCommerce_sol_EU:09007b2800e5eff.pdf
- [6] CAMPUS® Datasheet: Ultramid® B3S. *CAMPUS®* [online]. 2014 [cit. 2015-03-08]. Dostupné z: <http://www.campusplastics.com/material/pdf/247251/UltramidB3S?sLg=en>
- [7] Caprolactam. *Wikipedia* [online]. [cit. 2015-03-08]. Dostupné z: <http://en.wikipedia.org/wiki/Caprolactam>
- [8] Ultramid® B3ZG3: Polyamide 6. *BASF - Plastics Portal* . [online]. 2015 [cit. 2015-03-12]. Dostupné z: <http://www.plasticsportal.com/products/dspdf.php?type=iso¶m=Ultramid+B3ZG3>
- [9] CAMPUS® Datasheet: Ultramid® B3ZG3. *CAMPUS®* [online]. 2014 [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://www.campusplastics.com/campus/en/datasheet/Ultramid%C2%AE+B3ZG3/BASF/20/76234fad?pos=181>
- [10] Coefficient of friction for a range of material combinations. *TRIBOLOGY*. [online]. [cit. 2015-03-15]. Dostupné z: http://www.tribology-abc.com/abc/cof.htm#mu_friction

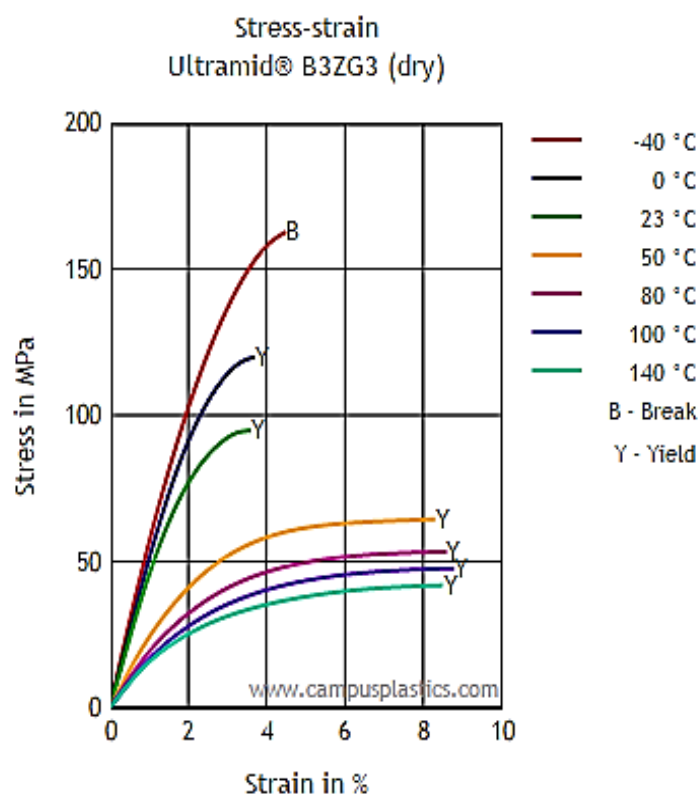
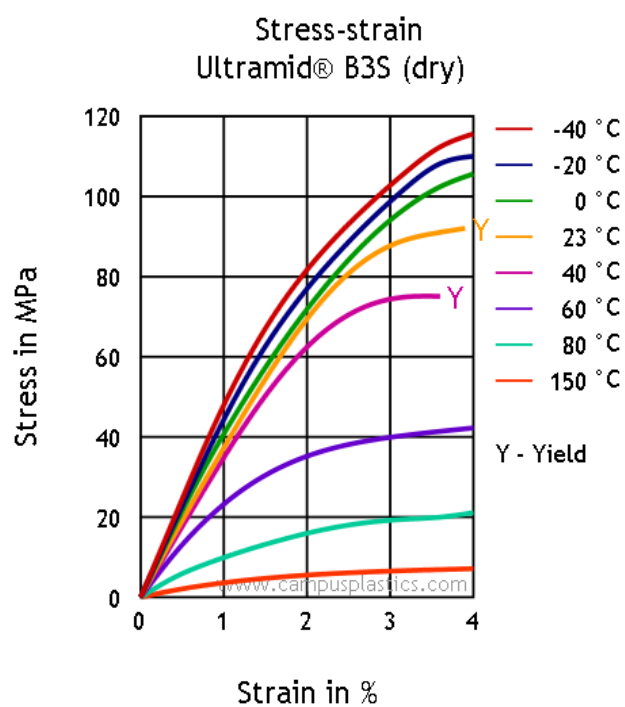
- [11] Autoweek: Hands-on with the 2014 Mercedes-Benz S-class interior. [online].
[cit. 2015-04-08]. Dostupné z:
<http://autoweek.com/article/car-reviews/hands-2014-mercedes-benz-s-class-interior>
- [12] Plastics Europe: Transportation. [online]. [cit. 2015-04-08]. Dostupné z:
<http://www.plasticseurope.org/use-of-plastics/transportation.aspx>
- [13] ATKearney: Plastics. The Future for Automakers and Chemical Companies. [online]. [cit. 2015-04-08]. Dostupné z:http://www.atkearney.com/automotive/ideas-insights/article/-/asset_publisher/LCcgOeS4t85g/content/plastics-the-future-for-automakers-and-chemical-companies/10192?_101_INSTANCE_LCcgOeS4t85g_redirect=%2Fautomotive%2Fideas-insights
- [14] Plastic Europe: Automotive The world moves with plastics. [online]. [cit. 2015-04-08].
Dostupné z:<http://www.plasticseurope.org/cust/documentrequest.aspx?DocID=58353>
- [15] Technická univerzita v Liberci: Termoplasty. [online]. [cit. 2015-04-08]. Dostupné z:http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/stud_materialy/vip/VIP%20PLASTY.pdf
- [16] Asahi Kasei Plastics: Thermylene Performance Polypropylene Compounds - PP. [online].
[cit. 2015-04-12].
Dostupné z:<http://akplastics.com/thermylene-performance-polypropylene-compounds-pp>
- [17] Frontiers Journals Higher Education Press. [online]. [cit. 2015-04-20].
Dostupné z: <http://journal.hep.com.cn/fsce/fileup/2095-2430/FIGURE/2014-8-2/Images/2095-2430-8-2-187/fsc-14252-ydj-fig1.jpg>

Seznam obrázků

Obr. 1 – Procentuální podíl materiálů vztažený na celkovou hmotnost automobilu [13].....	11
Obr. 2 - Procentuální zastoupení jednotlivých plastů v automobilovém průmyslu [14].....	12
Obr. 3 – Sedadlo pro Mercedes-Benz S-class [11] s lopatkou sedadlového systému	17
Obr. 4 – Kolenní test lopatky se zatížením ve středu mezi úchyty lopatky	18
Obr. 5 - Upravený geometrický model lopatky sedadlového systému.....	19
Obr. 6 – Upravená geometrie zatěžujícího členu, který deformuje lopatku.....	19
Obr. 7 - Element SOLID186 [2]	20
Obr. 8 - Element SOLID187 [2]	20
Obr. 9 - Element CONTA174 [2]	21
Obr. 10 - Možnosti použití kontaktního elementu TARGE170 [2]	21
Obr. 11 – Konečnoprvkové modely pro jednotlivé pozice prstu (shora 1., 2. a 3. pozice)	22
Obr. 12 - Multilineární model zpevnění [17]	24
Obr. 13 - Diagram tahové zkoušky pro PA6 Ultramid® B3S [6]	25
Obr. 14 - Diagram tahové zkoušky pro PA6 Ultramid® B3ZG3 [9]	26
Obr. 15 - Diagram tahové zkoušky pro PPGF20	27
Obr. 16 - Uchycení lopatky	28
Obr. 17 – Předepsané posunutí zatěžujícího členu.....	29
Obr. 18 - Pár kontaktních ploch	29
Obr. 19 – Průběh kontaktní normálové tuhosti při použití metody Augmented lagrange a obnovení kontaktní tuhosti v každé iteraci	30
Obr. 20 - Průběh silové konvergence	31
Obr. 21 - Průběh maximální deformace při mezi pevnosti (shora 1., 2. a 3. pozice) PA6 Ultramid® B3S.....	32
Obr. 22 - Redukované napětí HMH pro 1. pozici zatěžujícího členu (PA6 Ultramid® B3S)	33
Obr. 23 – Závislost max. redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě.....	33
Obr. 24 - Redukované napětí HMH pro 2. pozici zatěžujícího členu (PA6 Ultramid® B3S)	34
Obr. 25 – Závislost max. redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě.....	34
Obr. 26 - Redukované napětí HMH pro 3. pozici zatěžujícího členu (PA6 Ultramid® B3S)	35
Obr. 27 – Závislost max. redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě.....	35
Obr. 28 - Kritické oblasti původního modelu	36
Obr. 29 - Redukované napětí HMH a závislost maximálního redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě (PA6 Ultramid® B3S – 1. návrh)	37
Obr. 30 - Místo úpravy 2. návrhu na zlepšení	37
Obr. 31 - Redukované napětí HMH a závislost maximálního redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě (PA6 Ultramid® B3S – 2. návrh)	38
Obr. 32 - Změna geometrie v oblasti poloměrů zaoblení obou závěsů, vlevo změna vnitřních poloměrů zaoblení, vpravo změna vnějších poloměrů zaoblení	38

Obr. 33 - Redukované napětí HMH a závislost maximálního redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě (PA6 Ultramid® B3S – 3. návrh).....	39
Obr. 34 - Upravený model lopatky	40
Obr. 35 - Rozdělení kontaktních ploch	41
Obr. 36 - Průběh maximální deformace při mezi pevnosti (shora 1., 2. a 3. pozice).....	42
Obr. 37 - Redukované napětí HMH pro 1. pozici zatěžujícího článku (PA6 Ultramid® B3S)	43
Obr. 38 - Závislost max. redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě.....	43
Obr. 39 - Redukované napětí HMH pro 2. pozici zatěžujícího článku (PA6 Ultramid® B3S)	44
Obr. 40 - Závislost max. redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě.....	44
Obr. 41 - Redukované napětí HMH pro 3. pozici zatěžujícího článku (PA6 Ultramid® B3S)	45
Obr. 42 - Závislost max. redukovaného napětí HMH na zatěžující síle v kritickém místě.....	45

Příloha 1 – materiálová data

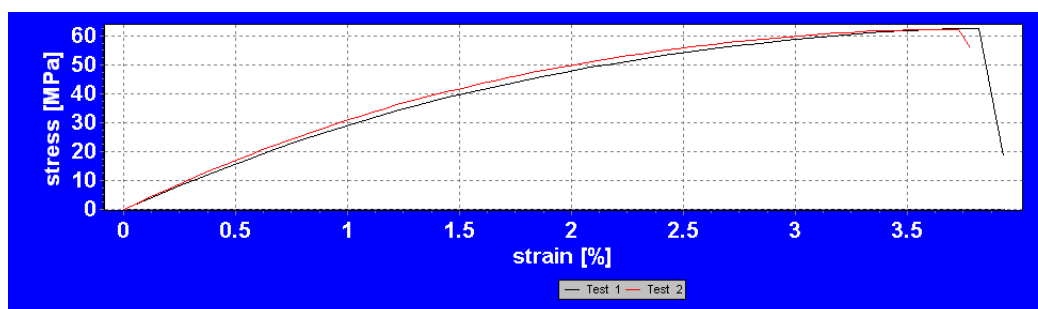


Příloha 2 – Naměřená materiálová data

PPGF20

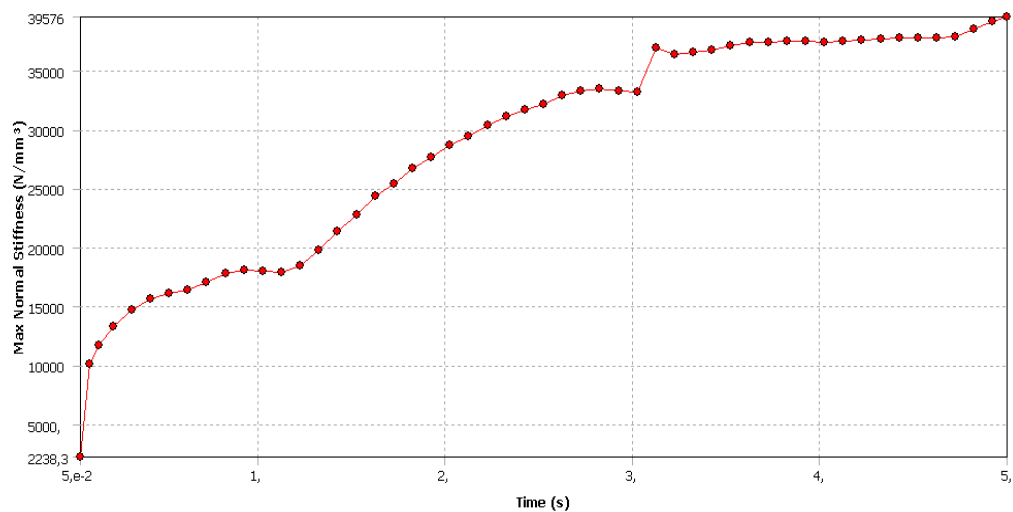
vzorek 1	100mm/min
šířka [mm]	4,38
tloušťka [mm]	1,83
F_m [N]	502,445
S_o [mm ²]	8,015
E [GPa]	3,245
R_m [MPa]	62,685

vzorek 2	50mm/min
šířka [mm]	4,15
tloušťka [mm]	1,87
F_m [N]	484,165
S_o [mm ²]	7,761
E [GPa]	3,546
R_m [MPa]	62,388

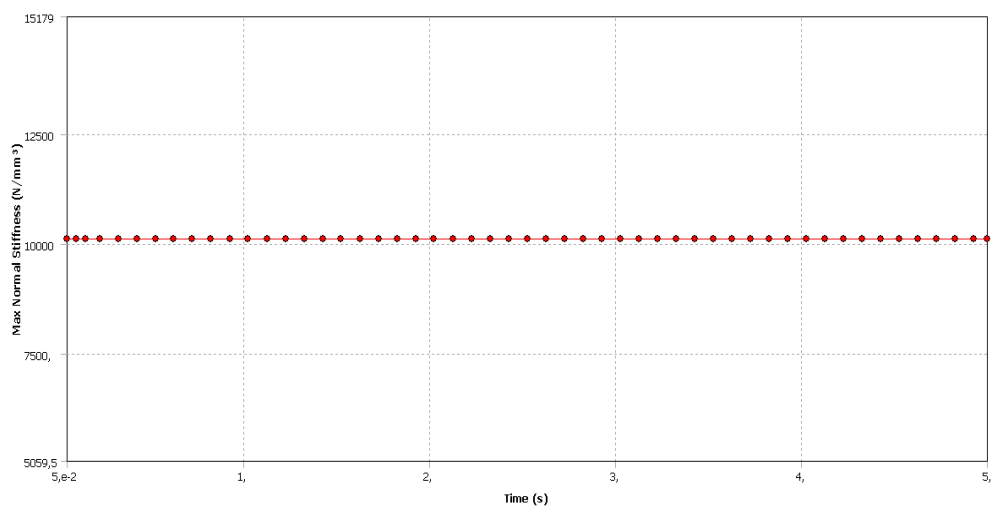


Příloha 3 – Průběh kontaktní tuhosti

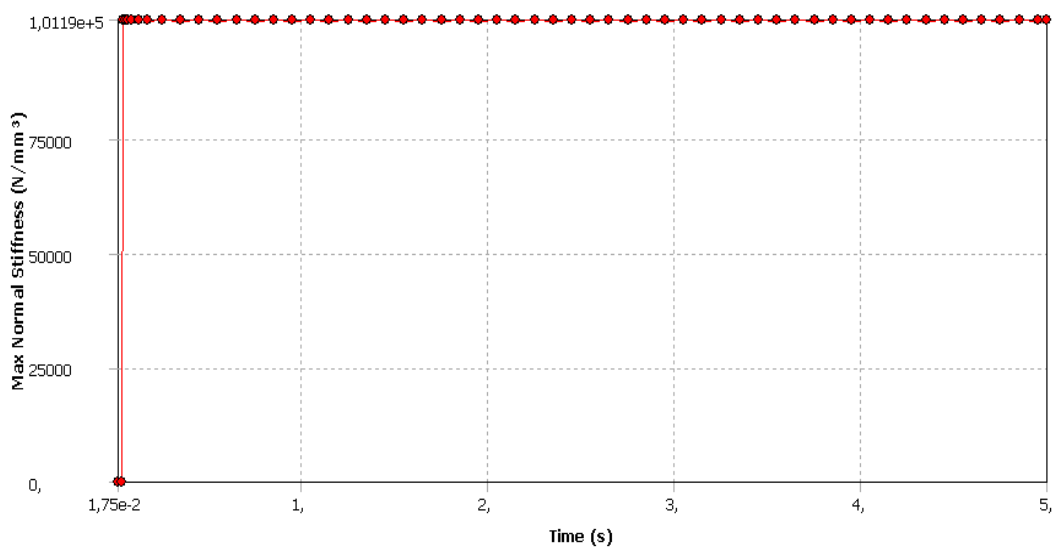
Metoda Augmented lagrange



Metoda Pure penalty s kontaktní tuhostí 0,1



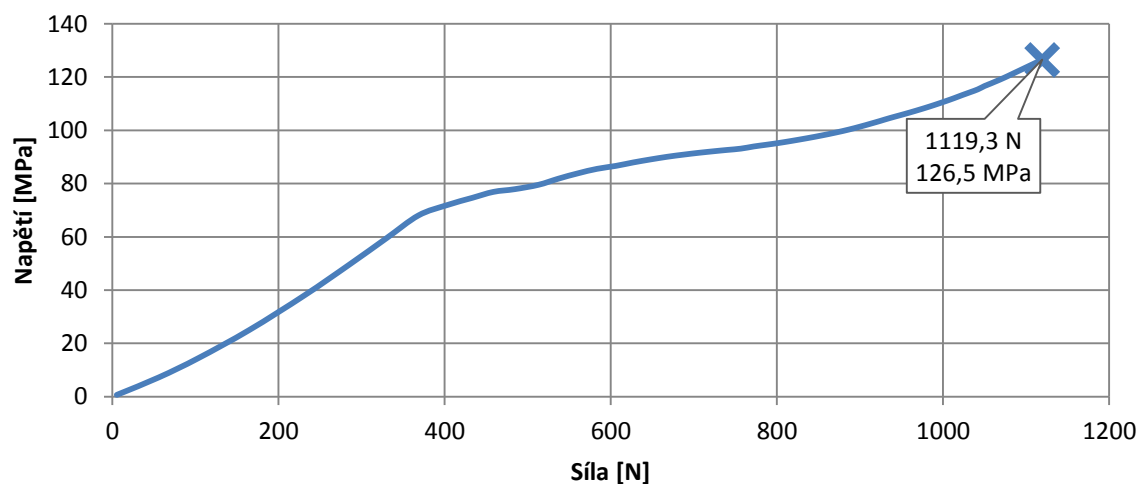
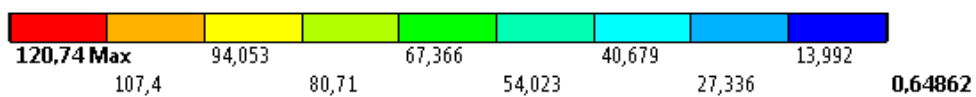
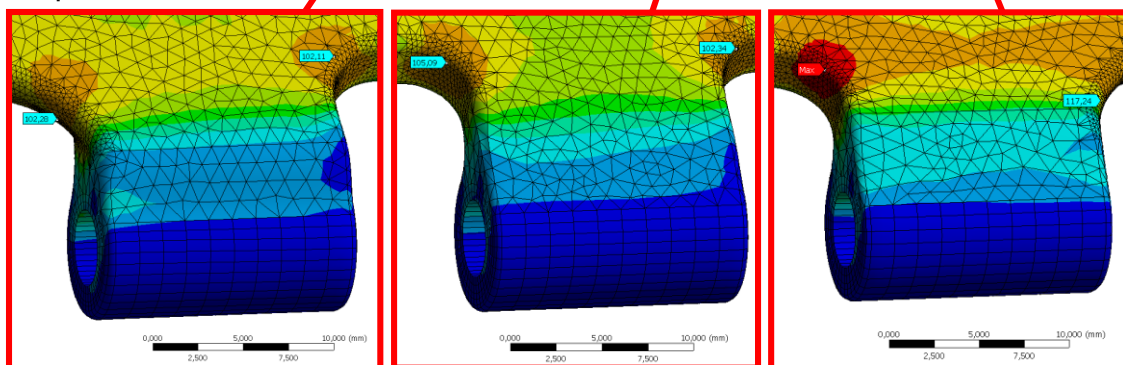
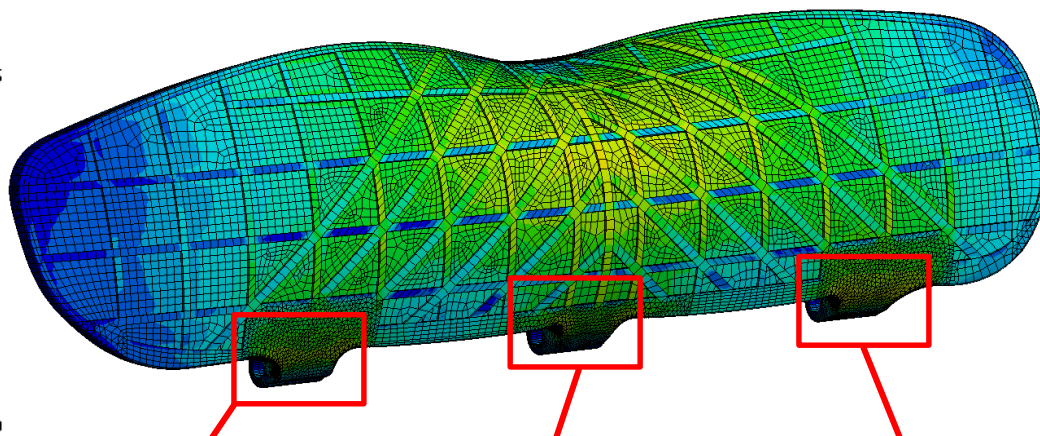
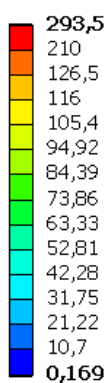
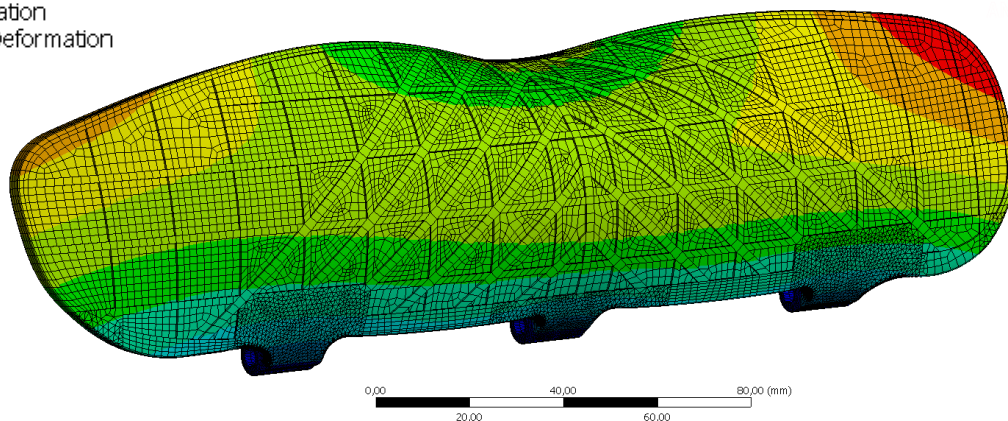
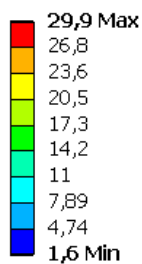
Metoda Pure penalty s kontaktní tuhostí 1



Příloha 4 – Výsledky lopatky se třemi závěsy

Total Deformation

Type: Total Deformation



Příloha 5 – Konečnoprvková síť upraveného modelu

